



UNIVERSIDADE DO VALE DO TAQUARI UNIVATES
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**REAPROVEITAMENTO DA ENERGIA TÉRMICA DISSIPADA NO
CONDENSADOR DE CALOR DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO**

Felipe Heemann Fonseca

Lajeado, junho de 2018.



Felipe Heemann Fonseca

REAPROVEITAMENTO DA ENERGIA TÉRMICA DISSIPADA NO CONDENSADOR DE CALOR DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO

Trabalho apresentado na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso - Etapa II, na linha de formação específica em Engenharia Mecânica, da Universidade do Vale do Taquari UNIVATES, como parte da exigência para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Lober Hermany

Lajeado, junho de 2018.

Felipe Heemann Fonseca

REAPROVEITAMENTO DA ENERGIA TÉRMICA DISSIPADA NO CONDENSADOR DE CALOR DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO

A Banca examinadora abaixo aprova a Monografia apresentada na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso II, na linha de formação específica em Engenharia Mecânica, na Universidade do Vale do Taquari - UNIVATES, como parte da exigência para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Prof. Dr. Lober Hermany – Orientador
Universidade do Vale do Taquari - UNIVATES

Prof. Me. Marcelo dos Santos Barretos
Universidade do Vale do Taquari – UNIVATES

Prof. Me. Daniel Neutzling Lehn
Universidade do Vale do Taquari – UNIVATES

Lajeado, junho de 2018.

AGRADECIMENTOS

Aos familiares, mãe, amigos e em especial em memórias ao meu pai, que sempre me apoiaram nos momentos mais difíceis desta caminhada na obtenção do título de engenheiro mecânico.

A todos colegas da graduação, pelos anos de convivência e a amizade criada.

Ao professor Lober Hermany, por todo suporte, apoio e dedicação ao longo do desenvolvimento deste trabalho.

Ao pessoal da empresa Lactalis de Teutônia, por abrir as portas e ceder informações de projeto para o desenvolvimento deste trabalho.

RESUMO

As câmaras frias são indispensáveis nos dias atuais para armazenamento de alimentos. Esta importante área da engenharia, de máquinas térmicas, vem sendo aperfeiçoada de forma que as energias que são desperdiçadas em forma de calor para o ambiente possam ser reaproveitadas em outros processos. Atualmente é indispensável desassociar os benefícios desse reaproveitamento com as tecnologias de refrigeração e de armazenamento de energias. O objetivo principal deste trabalho é analisar o sistema de refrigeração da indústria Elebat, situada na cidade de Teutônia, e realizar o reaproveitamento da energia dissipada do condensador da câmara fria de congelados. Realizando o dimensionamento teórico do trocador de calor implementado no condensador, o condicionamento da água pré-aquecida e que seja capaz ser utilizado na caldeira. As temperaturas encontradas na saída do trocador casco e tubo mostraram-se satisfatórias, alcançando a temperatura de 37°C, considerando o caráter transiente do fluido quente (R-404a), onde a redução da temperatura foi de 75°C para 40°C na entrada do condensador. O trocador casco e tubo trouxe uma redução de 2% no consumo de combustível da caldeira, gerando uma economia de aproximadamente R\$ 70.080,00 no período analisado.

Palavras-chave: Refrigeração; câmara fria; condensador; trocador de calor.

ABSTRACT

Cold chambers are indispensable today for food storage. This important area of engineering, of thermal machines, has been perfected so that the energies that are wasted as heat for the surroundings can be reused in other processes. Nowadays it is indispensable to disassociate the benefits of this reuse with the technologies of refrigeration and storage of energies. The main objective of this assignment is analyze the refrigeration system of the Elebat Industry, located in the city of Teutônia, and perform the reuse of the dissipated energy of the cold chamber condenser. The theoretical design of the heat exchanger implemented in the condenser will be performed, so that an insulated tank is installed to preheat the water and can be used in the boiler and in other industrial processes. The temperatures found in the hull and tube exchanger exit were satisfactory, reaching a temperature of 37°C, considering the transient character of the hot fluid(R-404-a), where the temperature reduction was from 75°C to 40°C in the condenser entrance. The hull and tube exchanger brought a reduction of 2% in the fuel consumption of the boiler, generating a saving of approximately R\$ 70.080,00 in the analyzed period.

Keywords: Refrigeration; cold chamber; Evaporative condenser; heat exchanger.

LISTA DE EQUAÇÕES	
Equação 1 – Equação do coeficiente global de transferência de calor	40
Equação 1 – Equação do coeficiente global de transferência de calor	40
Equação 2 – Equação do coeficiente convectivo dos tubos internos	40
Equação 3 – Equação do coeficiente convectivo dos tubos externos	41
Equação 4 – Número de Reynolds para escoamento fora dos tubos	41
Equação 5 – Velocidade do fluido máxima para matriz tubular alinhado	42
Equação 6 – Equação de Nusselt para escoamentos turbulentos	44
Equação 7 – Equação para quantidade de calor a ser removido	46
Equação 8 – Equação para taxa de transferência de calor fluido frio	46
Equação 9 – Equação da taxa de transferência de calor no trocador	46
Equação 10 - Equação da média logarítmica das diferenças das temperaturas para escoamento contracorrente e cruzado	47

Equação 11 – Determinação do número de tubos do trocador	47
Equação 12 – Rendimento da caldeira método direto.....	48

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Sistema Termodinâmico de Refrigeração.	20
Figura 1 – Sistema Termodinâmico de Refrigeração.	20
Figura 2 – Ciclo padrão de refrigeração por compressão	21
Figura 3 – Ciclo de refrigeração de Carnot (Temperatura x Entropia)	22
Figura 4 – Processos de (a) sucção, (b) compressão e (c) descarga em um compressor parafuso.	24
Figura 5 – Separador de Óleo no Compressor	25
Figura 6 – Válvula de expansão Termostática	26
Figura 7 – Evaporador de tubos aletados de expansão direta	28
Figura 8 – Desenho esquemático de um condensador evaporativo	29
Figura 9 – Condensador Casco e tubo com a participação dos fluídos.	31
Figura 10 – Sistema onde o tanque separador é utilizado unicamente para remoção do vapor de flash.	33
Figura 11 – Ciclo com tanque separador de gás flash e mistura compressor de baixa	34
Figura 12 – Representação do ciclo real em relação ao ciclo ideal.	36
Figura 13 – Arranjos de escoamento mais usuais (a) paralelo, (b) contracorrente, (c) cruzado.	37

Figura 14 – Diferença gráfica entre os trocadores paralelo e contracorrente.....	38
Figura 15 – Trocador tipo casco e tubo.....	39
Figura 16 – Trocador tipo placas.....	39
Figura 17 – Configurações dos tubos em trocadores de calor	43
Figura 18 – Arranjo dos tubos em uma matriz tubular. (a) alinhado. (b) alternados..	43
Figura 19 – Configuração de chicanas.....	44
Figura 20 – Sistema de refrigeração com recuperador de calor.....	49
Figura 21 – Fluxograma das atividades	51
Figura 22 – Layout da câmara fria da empresa Elebat.....	54
Figura 23 – Ilustração do sistema de refrigeração da câmara fria.....	54
Figura 24 – Temperaturas de entrada (a) e saída (b) do condensador evaporativo da câmara fria	55
Figura 25 – Caldeira Bremer mode HBFI-4.....	57
Figura 26 – Organização dos tubos em relação ao fluxo.	66
Figura 27 - Ilustração do sistema de refrigeração da câmara fria com o trocador de calor.	66

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Constantes C1 e m para cilindros circulares	45
Tabela 1 - Constantes C1 e m para cilindros circulares	45
Tabela 2 – Constantes de correção C2 para cilindros circulares	45
Tabela 3 – Propriedades para água	60
Tabela 4 – Propriedades para R-404a	62
Tabela 5 – Valores representativos dos coeficientes globais de transferência térmica em trocadores de calor.....	63
Tabela 6 – Entalpias para água de entrada da caldeira para sistema atual e proposto.	65

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1 – Variação das temperaturas ao longo do trocador	59
--	----

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

UNIVATES - Unidade Integrada do Vale do Taquari de Ensino Superior

D	Diâmetro (m)
C_p	Calor específico (J/kgK)
A	Área (m ²)
MLDT	média logarítmica de temperatura (°C)
K	Coeficiente de condutividade térmica (W/mK)
h	Coeficientes de convecção (W/m ² K)
q	Taxa de transferência de calor
\dot{m}	Vazão mássica (kg/s)
Pr	Número de Prandtl (adimensional)
Nu	Número de Nusselt (adimensional)
T	Temperatura (K)
U	Coeficiente global de transferência de calor (W/m ² K)
μ	Viscosidade dinâmica (Ns/m ²)

SUMÁRIO1 INTRODUÇÃO 15

1 INTRODUÇÃO	15
1.1 Tema	16
1.1.1 Delimitação do tema.....	16
1.2 Hipótese	16
1.3 Objetivos	16
1.3.1 Objetivo geral	17
1.3.1 Objetivos específicos.....	17
1.4 Justificativa.....	17
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	19
2.1 Refrigeração	19
2.2 Sistemas de refrigeração por compressão de vapores	20
2.3 Ciclo de refrigeração de Carnot	22
2.3.1 Elementos da instalação.....	23
2.4 Compressores	23
2.5 Válvula de Expansão.....	25
2.6 Evaporador	27
2.7 Condensador	28
2.8 Sistemas de Simples e duplo estágio de compressão	31
2.9 Ciclo termodinâmico teórico e real.....	34
2.10 Análise energética de trocadores de calor	37
2.10.1 Cálculo do coeficiente global de transferência de calor.....	40
2.10.2 Uso da média logarítmica das diferenças de temperatura	45
2.10.3 Método direto de eficiência da caldeira.....	48
2.11 Sistema com recuperador de calor incorporado no condensador	48
3 MATERIAL E MÉTODOS	50
3.1 Método científico	50
3.2 Procedimento metodológico	50
4 DESENVOLVIMENTO	53
4.1 Análise sistema de refrigeração	53
4.2 Coleta de parâmetros de entrada.....	55
4.3 Análise dos consumos	56
4.4 Cálculos da área de troca térmica do trocador	57
4.5 Definição sistema estudado	65

4.6 Análise dos resultados	67
5 CONCLUSÃO	68
6 REFERENCIAIS.....	70

1 INTRODUÇÃO

O seguinte trabalho relata sobre a capacidade calorífica que um condensador de uma câmara fria pode gerar em um sistema secundário de aquecimento.

Conforme FILHO (2004), esta energia dissipada pelo condensador, é significativamente considerável quando o assunto é a crise energética que ocorre em processos industriais. Neste sentido, desenvolveu-se um estudo experimental buscando captação e armazenamento de energia em um sistema de refrigeração de uma câmara fria.

Uma das maneiras de aproveitar a energia térmica dissipada para o ambiente externo é no condensador do sistema de refrigeração. No condensador podemos integrar um trocador de calor. Desta forma, pode-se utilizar a água, pois contém alto calor específico como fluido frio. A vazão de entrada do trocador será de acordo com a necessidade da água de reposição no sistema da caldeira. O efeito imediato desse aproveitamento de energia está relacionado à economia, seja ela térmica elétrica ou econômica do equipamento. Junto a essa economia resolve-se a parte da poluição térmica, que apesar de não ser visível é sentida cada vez mais pela população que vive próxima aos centros industriais.

Para avaliar e comparar a estratificação térmica em sistemas armazenadores de energia térmica, Leal e Ismail (2001) realizaram um estudo teórico e experimental utilizando tanques de estratificação em sistemas de tamanho residencial, obtendo

assim uma boa concordância entre os resultados numéricos e experimentais tais como diferença de temperatura entre a entrada e a saída e a vazão mássica do fluido.

O objetivo desse estudo é avaliar o funcionamento do sistema de refrigeração, especificamente no condensador, de forma que, seja aproveitado o calor dissipado, para assim ser reutilizado no sistema de alimentação da caldeira.

1.1 Tema

O presente trabalho possui como tema principal o reaproveitamento da energia dissipada em um condensador em um sistema de refrigeração industrial, de forma que essa energia possa ser reutilizada no pré-aquecimento da água que entra na caldeira, gerando redução no consumo total energia.

1.1.1 Delimitação do tema

O trabalho está limitado na investigação da energia dissipada em um condensador, de forma que seja possível realizar uma análise térmica para incorporar um trocador casco tubo para a captação da energia dissipada do condensador, utilizando assim os conceitos encontrados em sistemas de pequeno porte chamados de “heat reclaim”.

1.2 Hipótese

Este estudo parte da hipótese de que é possível reaproveitar a energia de um condensador de uma câmara fria, para o pré-aquecimento da água. Para que seja comprovada a hipótese, o trabalho seguirá um estudo de caso de forma que seja comprovado que a reutilização desta energia seja satisfatória para o pré-aquecimento da água de alimentação caldeira.

1.3 Objetivos

Os objetivos do trabalho exercem papéis mediadores entre o tema central e a hipótese a ser confirmada ou não durante a execução do estudo. A seguir são apresentados o objetivo geral e os objetivos específicos do estudo.

1.3.1 Objetivo geral

O objetivo geral da pesquisa é investigar de forma empírica se realmente é possível reaproveitar o calor dissipado de um condensador evaporativo em um processo de pré-aquecimento da água de alimentação da caldeira.

1.3.1 Objetivos específicos

Para alcançar o objetivo geral do trabalho são definidos como objetivos específicos:

- Pesquisa em literatura;
- Estimar o consumo de água da caldeira
- Analisar o sistema de refrigeração atual da câmara de congelados;
- Determinar a potência calorífica disponível no condensador do sistema de refrigeração;
- Prever a redução de consumo energético da caldeira;

1.4 Justificativa

Conforme Filho (2004), o reaproveitamento da energia dissipada pelo condensador é um tema onde assume uma importância ainda maior, quando considerado a crise energética e questões ao conforto ambiental. Logo, foi desenvolvido um estudo experimental que busca a captação e armazenamento da energia.

Desta forma, nos sistemas de refrigeração, é de suma importância considerar o uso racional e a economia de energia, portanto, o estudo de armazenamento e conservação visa à diminuição das perdas energéticas e consequentemente da redução dos custos de operação e processos. Grande parcela da energia é rejeitada para o ambiente em forma de energia térmica. Torna-se, assim, importante o estudo apresentado desses rejeitos a fim de reutiliza-los, transformando assim a energia dissipada para o ambiente externo em energia térmica utilizável.

Atualmente, existem diversos estudos publicados na literatura sobre armazenadores térmicos, cabe-nos destacar o desenvolvimento tais como, diferença de temperaturas entre a entrada e a saída e a vazão mássica do fluido. SHIN et al (2004) propôs o estudo numérico da relação de estratificação térmica em tanques armazenadores para determinar quais as condições ideais de projeto e operações desses equipamentos, o método numérico foi desenvolvido com sucesso pelos dados obtidos em uma bancada experimental.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Refrigeração

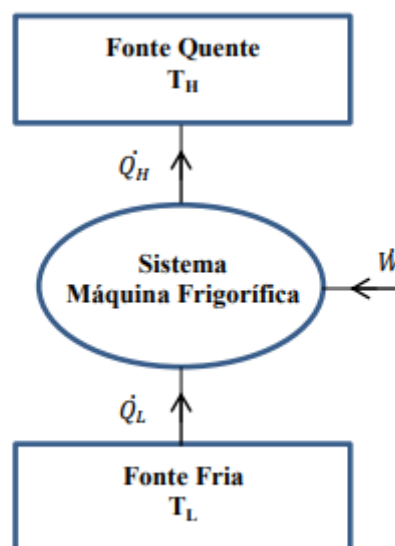
Conforme Stoecker e Jabardo (2002), a refrigeração industrial é caracterizada por trabalhar em uma faixa de operação, onde o limite inferior de temperatura da ordem de -70°C a um limite superior de 15°C . A aplicabilidade mais usual da refrigeração é em processos nas indústrias químicas, de alimentos e de processos.

Conforme Filho (2004), a refrigeração é conhecida por haver troca de energia (na forma de calor), de um corpo de menor temperatura para um corpo de maior temperatura, pela aplicação de trabalho. As câmaras frias estão associadas ao inverso de uma “máquina de térmica”.

A Figura 1 exemplifica o esquema de um sistema de refrigeração, de forma que o trabalho utilizado W , aciona o compressor do evaporador, e com isso remove a carga térmica do ambiente com temperatura T_L (temperatura no interior da câmara) e o rejeita para o ambiente externo T_H . Desta forma, o ciclo de refrigeração consiste na aspiração pelo compressor como vapor superaquecido a baixa pressão. O vapor superaquecido a alta temperatura e pressão são descarregados do compressor para o condensador, dele o calor é dissipado para o meio externo, ou seja, para o meio ambiente. O refrigerante por si só sai do condensador, no estado de líquido a alta pressão. Desta forma, o fluido sofre uma queda brusca de pressão, isso faz com que a temperatura seja reduzida, de forma que surja um título (líquido mais vapor). Este título, agora em baixa pressão e temperatura passará para o estado de vapor superaquecido no evaporador, resultado da transferência de calor do espaço

refrigerado para o fluido refrigerante. Por fim o vapor é aspirado para o compressor novamente completando assim seu ciclo (FILHO, 2004).

Figura 1 – Sistema Termodinâmico de Refrigeração.



Fonte: Adaptado Filho (2004).

2.2 Sistemas de refrigeração por compressão de vapores

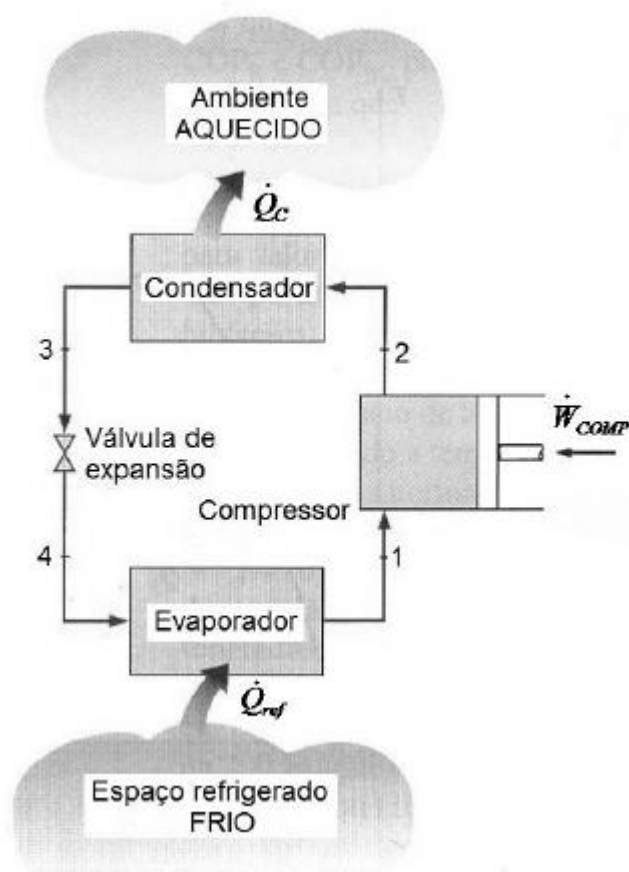
Costa (1982) relata que a refrigeração mecânica por meio da compressão de vapores consiste na produção contínua de líquido frigorífico, onde, a vaporização nos fornece a desejada retirada de calor. A diferença para este sistema, é que tanto o calor cedido pelo fluido como os retirados pela fonte fria, são calores latentes, ou seja, calor de condensação ou vaporização.

Para Costa (1982), quando se atinge a vaporização de um líquido, é necessário que a tensão de vapor seja superior à pressão a que está submetido. Dessa forma, quanto mais baixa for a pressão, mais baixa poderá ser a temperatura de vaporização, resultando assim em uma temperatura mais baixa a ser alcançada.

Desta forma a refrigeração por compressão de vapor é considerada a mais utilizada no condicionamento de ar em ambientes, para resfriamento e congelamento de produtos. Visto que no sistema de refrigeração o fluido refrigerante

ingressa no evaporador (4) com baixa pressão, na forma de mistura de líquido mais vapor. O vapor entra no compressor (1) onde é feita a compressão e o bombeamento, tornando-se vapor superaquecido e deslocando-se para o condensador (2), onde sua função é de liberar a energia retirada do ambiente. Após o fluido liberar esta energia, passa para o estado de vapor superaquecido para líquido e logo após este processo entra no dispositivo de expansão (3), onde a pressão é reduzida, para novamente ingressar no evaporador e repetir o seu ciclo (Ferraz, 2008). A Figura 2 ilustra este sistema.

Figura 2 – Ciclo padrão de refrigeração por compressão



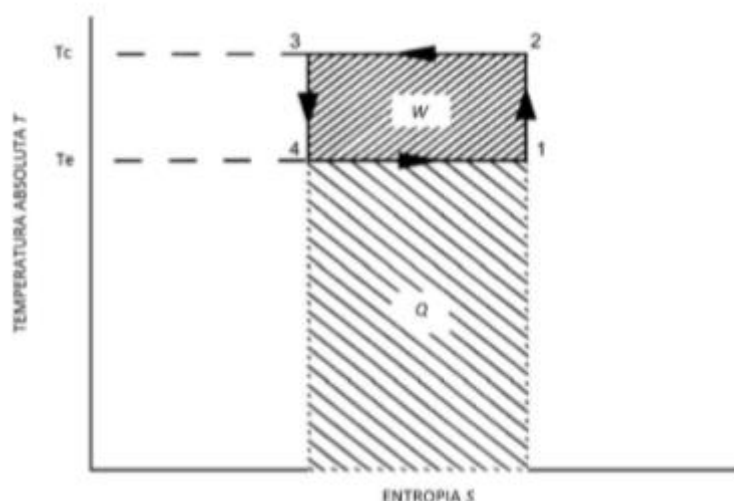
Fonte: Adaptado Çengel (2002).

2.3 Ciclo de refrigeração de Carnot

Conforme Stoecker e Jabardo (2002), o ciclo de Carnot é um procedimento que consiste em fazer com que o fluido refrigerante passe por uma série de processos, retornando posteriormente a seu estado inicial. Por se tratar de um ciclo ideal e reversível que opera entre dois níveis de temperatura, é um sistema que apresenta maior eficiência para qualquer ciclo dentro dos mesmos limites de temperaturas.

Conforme Ashrae (2009), o ciclo de Carnot é completamente reversível para um ciclo de refrigeração que opera entre duas temperaturas fixas ou entre dois fluidos com diferenças de temperaturas. Desta forma tendo em vista duas propriedades importantes do sistema o ciclo de refrigeração, onde seu coeficiente de desempenho não pode ser superior a um ciclo operando entre os mesmos limites de temperatura e os ciclos quando operados com a mesma temperatura, devem apresentar o mesmo coeficiente de performance. A Figura 3 mostra o ciclo de Carnot com faixas de temperatura x entropia.

Figura 3 – Ciclo de refrigeração de Carnot (Temperatura x Entropia).



Fonte: Adaptado Ashrae (2009).

Onde, os pontos 1-2 refletem em compressão adiabática e reversível, 2-3 é a rejeição de calor a temperatura constante. 3-4 ocorre a expansão adiabática e

reversível em um motor térmico e 4-1 tem a remoção isotérmica de calor de um ambiente a baixa temperatura.

2.3.1 Elementos da instalação

Para um melhor entendimento na instalação de um sistema de refrigeração mecânica por meio da compressão vapores, o mesmo, deverá apresentar os seguintes elementos:

- Compressor;
- Condensador;
- Válvula de expansão;
- Evaporador.

2.4 Compressores

Stoecker e Jabardo (2002) afirmam que os tipos de compressores mais utilizados nos sistemas de refrigeração, são os alternativos, rotativos parafusos e de palhetas. Rapin (2001) classifica os compressores em duas grandes categorias, os compressores volumétricos e os compressores centrífugos.

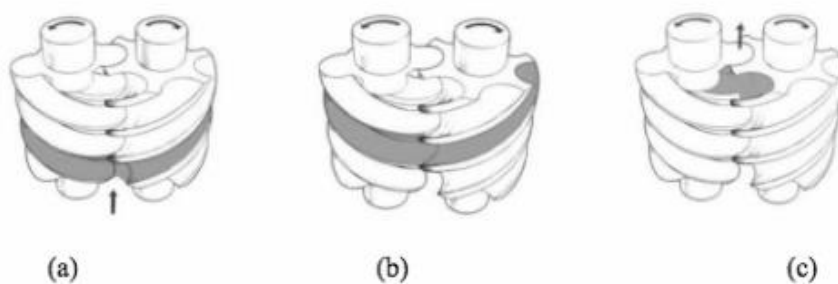
Conforme Rapin (2001), a compressão pode ser feita com o auxílio de um ou vários êmbolos, sendo chamados de compressores alternados, ou por compressores rotativos, onde um corpo cilíndrico atua sobre uma palheta móvel. Atualmente considerado um dos compressores mais utilizados na indústria estão os compressores do tipo parafuso, apesar da sua simplicidade, onde duas engrenagens em forma de parafuso giram em sentidos contrários, mantendo-se engrenadas entre si Silva, (2007).

Para Salvador (1999), o compressor é a parte do sistema de refrigeração, onde a sua principal função é aumentar a pressão do fluido refrigerante e promover a circulação deste fluido no sistema. Desta forma, o compressor comprime o fluido de um estado de vapor superaquecido a baixa pressão e temperatura para um estado de alta pressão e temperatura.

Conforme Stoecker e Jabardo (2002), as principais partes do compressor parafuso são os dois motores em rosca, onde um se denomina fêmea e o outro macho, com diferente número de lóbulos, onde a configuração mais usual, o rotor macho apresenta quatro lóbulos e a fêmea seis reentrâncias. Estes rotores estão montados sobre mancais a fim de fixar as respectivas posições na câmara.

Castro (2008) aponta o processo de compressão em três etapas: sucção, compressão e descarga. A sucção ocorre quando, durante a rotação dos rotores o espaço entre os lóbulos se abre e aumenta o volume, aspirando o gás pela parte superior, desta forma estabelece-se que o volume máximo seja preenchido e a entrada seja fechada. Logo após a sucção, inicia-se a compressão, quando os rotores machos e fêmea começam a compressão, os rotores começam a encaixar as ranhuras, reduzindo assim o volume de gás e efetuando o deslocamento axialmente, em função da rotação dos dois parafusos, até a tubulação de descarga, situada na parte inferior do compressor. As três etapas estão representadas na Figura 4.

Figura 4 – Processos de (a) sucção, (b) compressão e (c) descarga em um compressor parafuso.

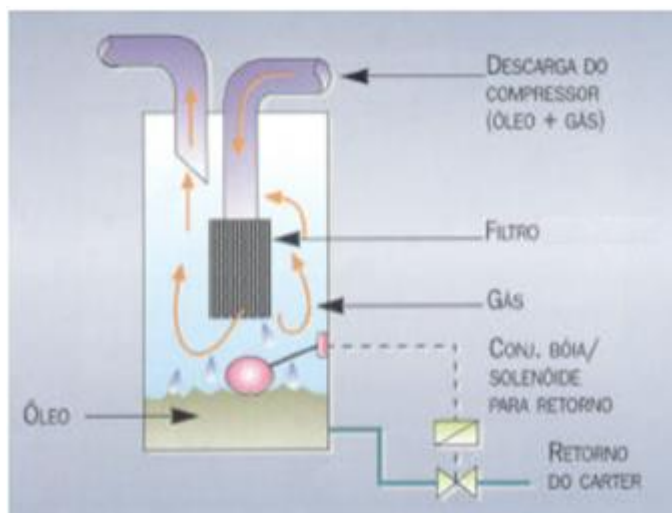


Fonte: Adaptado Castro (2008).

Os espaços entre os rotores e a folga existente entre os mesmos e a carcaça são selados por meio de injeção de óleo entre os rotores, a fim de lubrificar, evitar possíveis desgastes, resfriar e vedar os rotores. O compressor parafuso selado com óleo aumenta o rendimento volumétrico, pois, utilizando a quantidade adequada de óleo, permite que este retire parte do calor ganho na compressão, diminuindo a temperatura de descarga. (Mayekawa, 2008).

Stoecker e Jabardo (2002), complementam que o óleo deixado pelo compressor, arrastado pelo gás, deve ser separado a fim de evitar a incrustação indesejada no circuito, deve-se então haver um separador de óleo, a Figura 5 representa o funcionamento do separador de óleo.

Figura 5 – Separador de Óleo no Compressor



Fonte: Adaptado Stoecker, Jabardo (2002).

2.5 Válvula de Expansão

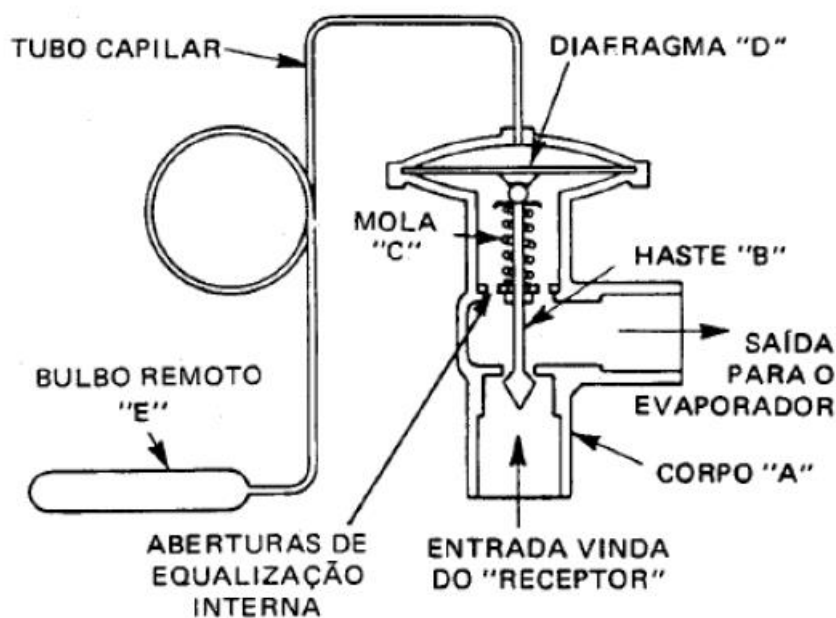
Costa (1982) descreve as válvulas de expansão como sendo utilizadas nos ciclos de refrigeração mecânica por meio de vapores, provocando a expansão do fluido refrigerante, da pressão de condensação até a pressão de vaporização do ciclo. Desta forma, as válvulas utilizadas na refrigeração são classificadas em três modelos, as válvulas manuais, válvulas de tubos capilares e as válvulas automáticas que podem ser de boia, pressostáticas e termostáticas.

Stoecker e Jabardo (2002) complementam que as válvulas de expansão podem ter duas finalidades nas instalações, uma delas seria o controle de vazão nos evaporadores e em associação com válvulas de bloqueio e válvulas de nível. Sendo assim a válvula de expansão termostática são as mais utilizadas em sistemas onde a regulagem ou dosagem do fluido se difere pela própria temperatura em que o fluido sai do evaporador.

Dossat (2004), afirma que entre os modelos de válvulas utilizados na refrigeração, a válvula de expansão termostática é a mais utilizada nesses processos, pois a válvula mantém um grau constante de superaquecimento na sucção na saída do evaporador. A precisão está atribuída pela instalação de um bulbo instalado na saída do evaporador, que por sua vez é sensível a mudanças de temperatura, que de acordo com o vapor que sai do evaporador a válvula se configura dosando corretamente a quantidade necessária do fluido na entrada do evaporador, a dosagem pode ser maior ou menor, depende da temperatura desejada na saída.

Menezes (2005), a válvula termostática tem sua operação no sentido de manter aproximadamente a quantidade de líquido no evaporador, uma vez que, a quantidade de líquido diminui com isso uma superfície maior do evaporador será exposta ao vapor superaquecido, e, portanto, proporcionando assim a abertura da válvula.

Figura 6 – Válvula de expansão Termostática



Fonte: Adaptado Stoecker, Jabardo (2002).

2.6 Evaporador

Stoecker e Jabardo (2002), descrevem o evaporador como o agente direto de resfriamento, realizando uma troca térmica entre o fluido refrigerante ou algum fluido secundário como o ar. Uma porcentagem expressiva utiliza o processo de desumidificação, cujo fluido percorre o caminho por uma serpentina.

Segundo Dossat (2004), um evaporador é qualquer superfície de transmissão de calor na qual o líquido é vaporizado com objetivo de remover calor de um espaço. Desta forma os evaporadores são classificados tais como o tipo de construção, o método de alimentação de líquidos, as condições de operação, o tipo de refrigerante utilizado.

Para Rapin (2001), o evaporador é considerado um trocador térmico, do qual o objetivo é absorver o fluxo térmico, oriundo do ambiente que necessita de refrigeração. A classificação do evaporador pode ser feita tendo como critérios distintos como a função reservada ao evaporador, seja ela resfriamento do ar ou resfriamento de líquidos.

Costa (1982), distingue os evaporadores como um dispositivo de refrigeração onde o calor é retirado do meio interno para o meio externo. Esta retirada de calor acontece com a utilização de fluido refrigerante ou indiretamente por meio de outro fluido intermediário. Desta forma, os evaporadores consistem em placas perfuradas e paralelas, chamadas de aletas, onde precisam estar ligadas a tubos, as aletas proporcionam um aumento significativo na área de troca térmica, permitindo assim, usar evaporadores de menor tamanho.

Para Stoecker e Jabardo (2002), a relação entre tamanho das aletas e espaçamento entre elas, estão diretamente ligadas à aplicação do evaporador, de forma que, o diâmetro dos tubos define o comprimento das aletas, e por sua vez a temperatura de operação é definida entre o espaçamento das aletas, para temperaturas mais altas sugere-se espaçamento menor, entretanto para temperaturas baixas são considerados espaçamentos maiores a fim de evitar o congelamento do evaporador. A Figura 7 demonstra um evaporador do tipo tubo aletados utilizados em câmaras frias.

Figura 7 – Evaporador de tubos aletados de expansão direta



Fonte: Adaptado Stoecker, Jabardo (2002)

2.7 Condensador

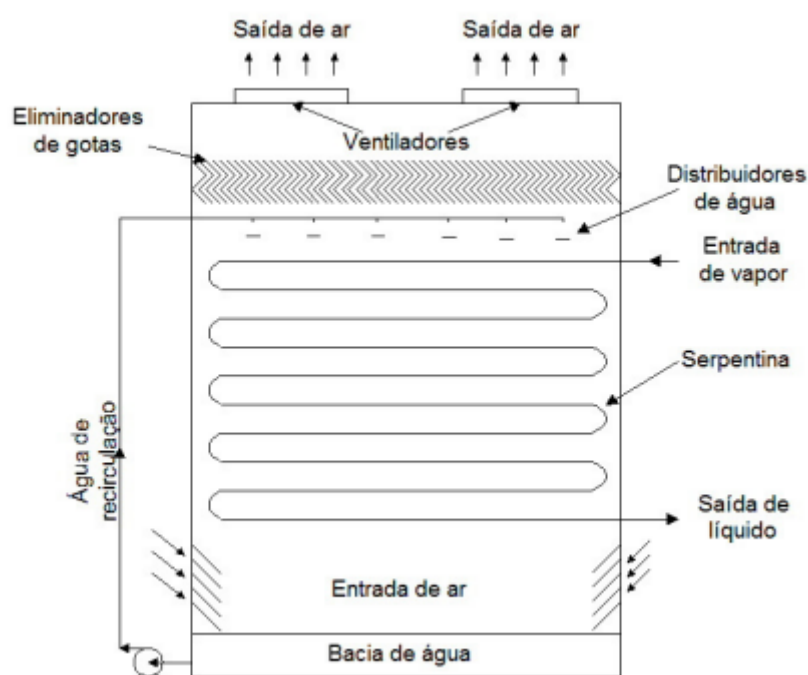
Silva (2008), descreve que o condensador é responsável pelo resfriamento, condensação e sub-resfriamento do refrigerante superaquecido, proveniente da descarga do compressor. Este processo é realizado transferindo calor do refrigerante para o meio externo, utilizando ar, água ou uma mistura de ambos. Todo condensador deve estar ligado a um sistema de arrefecimento, para que possa mudar de fase após expandir na válvula de expansão para entrar líquido no compressor.

Costa (1982), complementa que o condensador tem por finalidade resfriar e condensar o vapor superaquecido que se dá pela compressão. Esta operação é feita transferindo o calor do fluido aquecido para um meio externo, de forma que, pode ser utilizado água ou ar e simultaneamente a mistura dos fluidos. A transmissão de calor num condensador ocorre em três fases distintas: o dessuperaquecimento, a condensação e o sub-resfriamento, desta forma as parcelas de calor transmitidas em cada uma das fases dependem essencialmente do fluido e da relação de

compressão, assim podem variar de 7,5 a 12,5% no dessuperaquecimento, de 80 a 90% na condensação e 2,5 a 7,5% no sub-resfriamento.

O condensador evaporativo é largamente utilizado em sistemas de refrigeração de grande porte, desta forma, se caracteriza construtivamente por ser um trocador de calor onde o refrigerante passa por tubos e o ar e a água, em contracorrente, passam por fora do tubo para resfriar, inicialmente, e condensar o refrigerante. Uma característica construtiva utilizada por alguns fabricantes é de instalar um trocador casco e tubos em volta do condensador de forma que retire a energia dos gases superaquecidos e assim condensando novamente para o compressor. (Stoecker e Jabardo, 2002). A Figura 8 demonstra um desenho esquemático de condensador evaporativo.

Figura 8 – Desenho esquemático de um condensador evaporativo



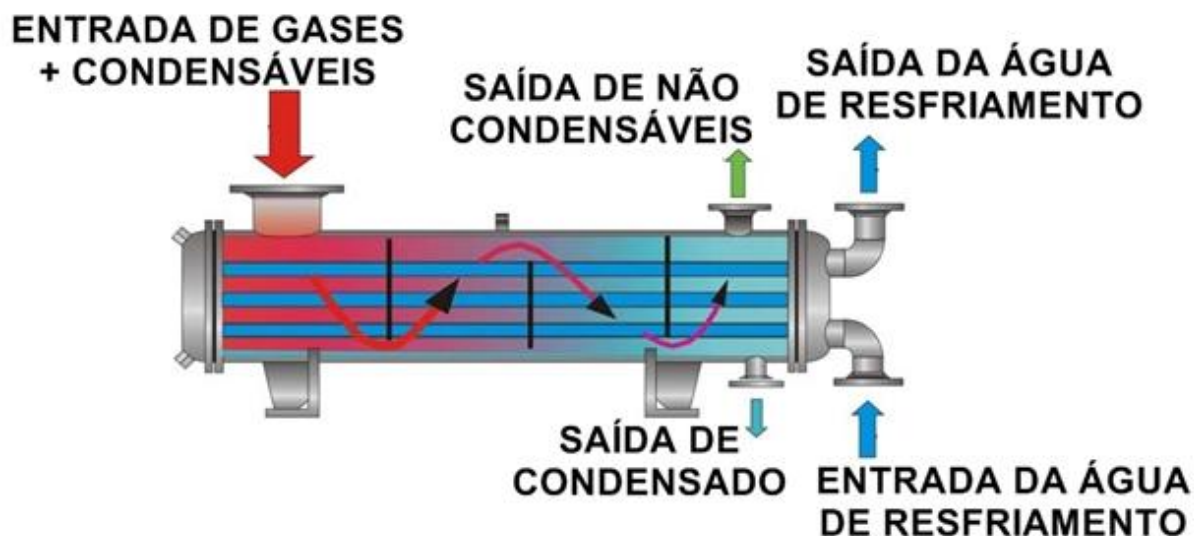
Fonte: Adaptado Walther (2009).

Conforme Rapin (2001), os condensadores servem para transmitir ao ar ou à água o calor contido nos vapores recalçados pelo compressor, sendo assim os condensadores podem ser classificados como condensadores a ar e condensadores a água. Os condensadores a ar, a partir da serpentina, utiliza aletas para aumentar a

área de troca térmica, a circulação de ar é obtida empregando o uso de um ventilador independente, onde succiona o ar quente da serpentina e direciona para o ambiente externo. Desta forma os condensadores de água ou imersão são utilizados de forma que o fluido refrigerante a alta temperatura é colocado em um feixe tubular com forma de serpentina, no qual se faz circular a água de esfriamento em torno da serpentina. Ao contato com o tubo no qual passa a água, o vapor comprimido desprende o seu calor e se condensa, o consumo da água de circulação está relacionado em função da quantidade de calor a desprender e da diferença de temperatura.

Para Dossat (2004), os sistemas de condensadores a água podem ser divididos em duas categorias: sistemas de água servida e sistemas de água recirculada. Desta forma nos sistemas de água servida a água suprida para o condensador geralmente é tomada do encanamento da indústria e lançada para o esgoto, logo depois de passar pelo condensador. Já nos sistemas de água recirculada, a água que deixa o condensador é canalizada para uma coluna de resfriamento, porém a água deve ser restabelecida pois ocorre convecção natural evaporando a água da coluna de resfriamento. Assim a importância de utilizar o condensador casco e tubo, visto que, consiste em uma carcaça cilíndrica de aço, na qual são dispostos um número de tubos retos em paralelo e fixados na extremidade por lâminas de tubo. O refrigerante é contido na carcaça de aço entre as lâminas do tubo. A água circula nos espaços anulares entre as lâminas do tubo e as chapas terminais, as chapas terminais sendo providas de placas defletoras para atuar como tubulações para guiar o fluxo de água através dos tubos. É importante notar que, para o mesmo número total de tubos e a mesma quantidade de água, a velocidade da água será tão grande que a queda de pressão através do condensador será oito vezes maior. Devido a velocidade mais elevada, o coeficiente de transmissão será mais alto no condensador e será requerida uma superfície de condensação menor para uma capacidade de transmissão de calor dada. A Figura 9 demonstra o condensador casco e tubo com os fluidos em operação.

Figura 9 – Condensador Casco e tubo com a participação dos fluídos.



Fonte: Adaptado do manual Körting Hannover condensadores de superfície (2018)

Para Costa (1982), os condensadores a água usam água a temperatura ambiente como meio exterior para a retirada de calor dos sistemas em evolução nas instalações frigoríficas. Assim os condensadores do tipo casco e tubo, são constituídos essencialmente de uma carcaça fechada de forma cilíndrica, disposta assim de tubos cilíndricos no seu interior. A água circula no interior dos tubos, enquanto o fluido frigorífico, que entra na parte superior do casco, onde é condensado no exterior dos mesmos, sendo recolhido na parte inferior.

2.8 Sistemas de Simples e duplo estágio de compressão

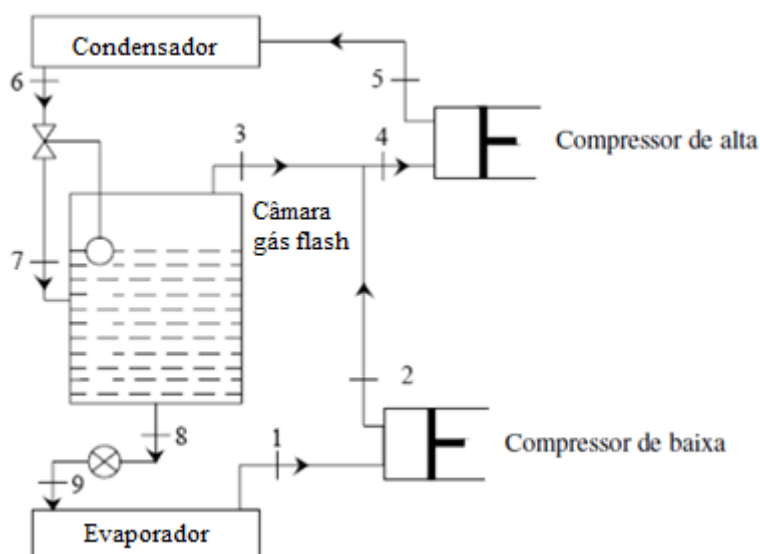
Uma parcela das instalações na área de refrigeração onde as temperaturas de evaporação e condensação podem sofrer variação na qual diferença está entre 50 e 80°C. Por se tratar de uma diferença tão grande de temperaturas, a solução mais adequada seria a compressão de múltiplos estágios, onde diminui alguns dos problemas decorrentes da elevada diferença de temperaturas. Stoecker e Jabardo (2002).

Conforme Costa (1982), quando um delta de temperatura entre a fonte quente e a fonte fria é muito elevado, a relação de compressão a ser vencida pelo compressor atinge valores tais, que tornam aconselháveis o uso da compressão por estágios. Desta forma com o aumento da relação de compressão, reduz-se o rendimento volumétrico do compressor, desta forma eleva-se a temperatura de descarga do mesmo.

Macagnan (2010) descreve o sistema de múltiplos estágios de compressão apropriada quando necessitam operar em temperaturas onde no condensador e do evaporador a variação de temperaturas é relativamente grande. Visto que, as aplicações exigem diferenciais de temperaturas maiores, onde se podem considerar câmaras de resfriamento em que o seu delta de temperatura considerado no evaporador e condensador é de 80°C. Desta forma, quando há uma diferença muito elevada entre as temperaturas de condensação e evaporação o sistema torna-se ineficiente.

Portanto Macagnan (2010) relata os sistemas de múltiplos estágios o adicionamento de um separador de gás flash. Esses sistemas atendem a um ou mais evaporadores operando em uma única temperatura de evaporação. Na Figura 10 podemos observar o esquema de um sistema de refrigeração de dois estágios com remoção de vapor flash.

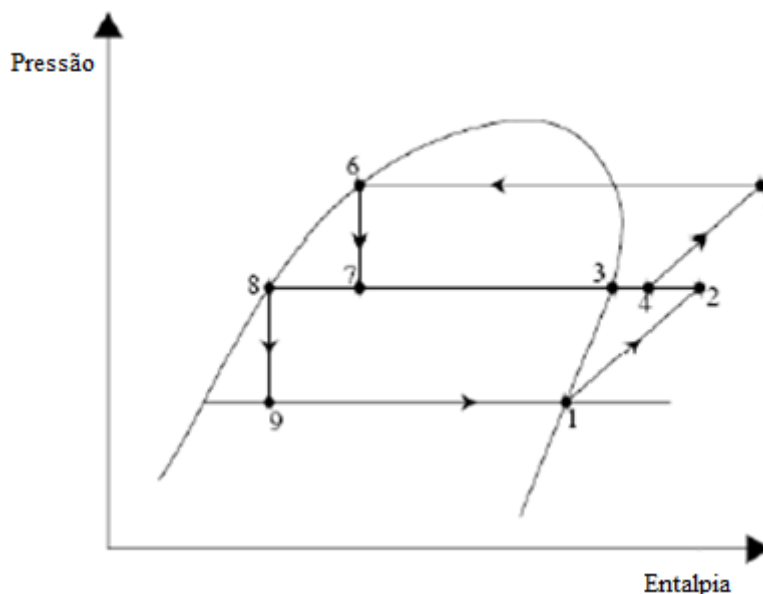
Figura 10 – Sistema onde o tanque separador é utilizado unicamente para remoção do vapor de flash.



Fonte: Macagnan (2010).

Macagnan (2010) destaca a importância da eliminação do vapor flash no momento de expansão desde a pressão do condensador até uma pressão intermediária, onde este vapor é separado do líquido no tanque separador sendo conduzido a um segundo compressor (de alta) evitando assim sua passagem no evaporador. Ainda ressalta que no tanque, o líquido saturado, na pressão de condensação (6), proveniente do condensador, é estrangulado pela válvula de expansão até uma pressão intermediária (8), sendo então recolhido no tanque de separador de líquido. Esta válvula de expansão, tipo boia, é controlada pelo nível de líquido no tanque, o líquido é separado do vapor e dirigido ao segundo dispositivo de expansão onde sua pressão será reduzida até aquela do evaporador (9). Por sua vez, o vapor separado no tanque é enviado ao compressor de alta (4) e comprimido desde a pressão intermediária até a de condensação novamente (5). Figura 11 representa o sistema em um diagrama pxh.

Figura 11 – Ciclo com tanque separador de gás flash e mistura compressor de baixa



Fonte: Macagnan (2010).

Para Salvador (1999), a compressão de múltiplos estágios é utilizada a fim de minimizar os problemas decorrentes da elevada diferença entre as temperaturas do condensador e do evaporador, a fim de reduzir a potência de compressão. Desta forma, a utilização do tanque flash, tem por objetivo receber o líquido do condensador onde, por sua vez, é expandido até uma pressão intermediária. O vapor gerado neste processo é comprimido até a pressão de condensação e o líquido, por sua vez, é direcionado para um dispositivo de expansão onde sua pressão será reduzida até a de evaporação. Com isso a pressão intermediária não implica necessariamente na diminuição da potência no compressor, e sim a aumenta.

2.9 Ciclo termodinâmico teórico e real

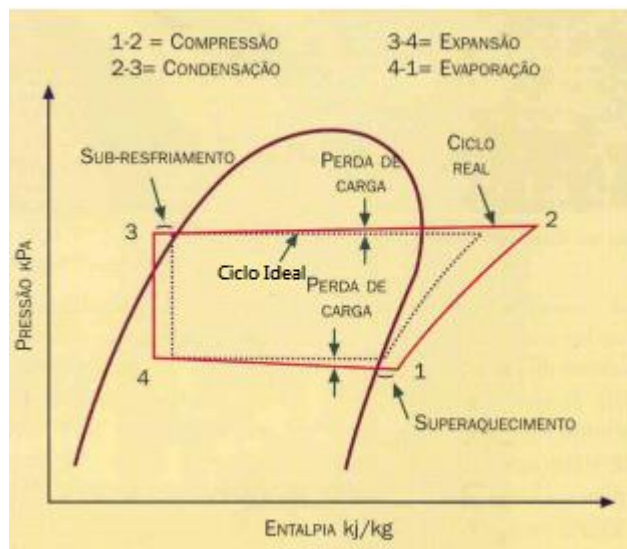
Çengel (2014) denomina os ciclos reais como dispositivos de difícil análise, visto que, pela presença de efeitos complicadores, como atrito, perdas de energia nas demais formas e falta de tempo suficiente para o estabelecimento de condições de equilíbrio. Torna-se possível o estudo analítico de um ciclo, devendo manter as

complexidades em um nível controlável e utilizar algumas idealizações, diante de irreversibilidades e complexidades a serem removidas do ciclo real, fica-se com um ciclo que se parece muito com o real, mas que é formado totalmente por processos internamente reversíveis, desta forma são classificados como um modelo ideal de análise. As conclusões destas análises dos ciclos ideais, também se aplicam aos ciclos reais, deve-se então considerar os valores numéricos obtidos da análise de um ciclo ideal, porém, não são necessariamente representativos dos ciclos reais, e é preciso interpreta-los com cuidado.

Conforme Macagnan (2010), o ciclo de refrigeração real difere-se do ciclo ideal ou teórico devido à presença de irreversibilidades encontradas em vários componentes. Podem-se distinguir as principais irreversibilidades a partir das perdas por atrito no escoamento dos fluidos, a transferência de calor na expansão dos gases entre outros. Desta forma, o processo de compressão real difere consideravelmente da compressão isoentrópica reconhecida no início do processo. Com isso o fluido de trabalho não é uma substância pura, e sim uma mistura entre o fluído refrigerante e óleo. Cada irreversibilidade no sistema requer o trabalho adicional no compressor, podendo diminuir a eficiência do ciclo.

Para Macagnan (2010), a representação do ciclo real, com algumas dessas irreversibilidades, pode ser demonstrada em um diagrama p - x h em comparação ao ciclo ideal ou teórico para as mesmas condições de operação é representada na Figura 12.

Figura 12 – Representação do ciclo real em relação ao ciclo ideal.



Fonte: Adaptado Macagnan (2018).

Para Salvador (1999) os conceitos de superaquecimento e sub-resfriamento são fenômenos de suma importância em sistemas de refrigeração industrial. Macagnan (2010) exemplifica o fenômeno superaquecimento utilizando o ciclo padrão, visto que, o compressor succiona o refrigerante no estado de vapor saturado, mas em prática o controle deste estado pode ser suficiente preciso o que implicaria, na entrada de líquido no compressor. Em relação ao desempenho do ciclo, o superaquecimento é importante, pois se este fenômeno acontece dentro do meio refrigerado, ou seja, final do evaporador, tanto o efeito de refrigeração quanto o trabalho mecânico aumentam, porém se o superaquecimento acontecer posteriormente, na tubulação de sucção, somente o trabalho mecânico aumenta.

Para o fenômeno de sub-resfriamento, Macagnan (2010) aborda que o refrigerante na saída do condensador esteja no estado de líquido saturado, e na pressão de saída do compressor. Desta forma o sub-resfriamento é obtido através do superdimensionamento do condensador, além de ter em vista o seu posicionamento de entradas e saídas de refrigerante e fluido de troca térmica. A sua principal vantagem reside na perda de carga adicional que pode existir na linha de líquido no dispositivo de expansão.

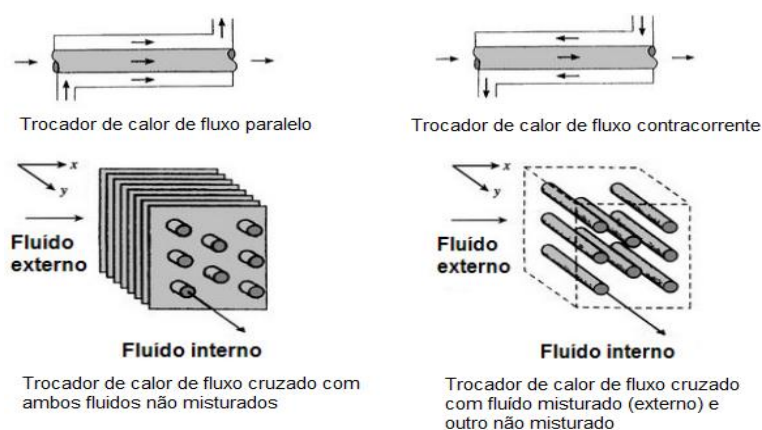
2.10 Análise energética de trocadores de calor

Para Çengel (2014), a transferência de calor em um trocador geralmente envolve convecção em cada fluido e condução através da parede que separa os dois fluídos. Desta forma, é conveniente ao fazer a análise de trocadores utilizarem o coeficiente global de transferência de calor U , que representa a contribuição de todos estes efeitos sobre a transferência de calor. A taxa de transferência de calor entre os dois fluídos em um local de um trocador de calor depende da magnitude e exclusivamente da diferença de temperatura que varia ao longo do trocador.

Para que possamos fazer a seleção de um determinado trocador de calor é necessário fazer a análise térmica para determinar assim sua dimensão, e a sua geometria, de modo que, possamos satisfazer os requisitos necessários de projeto. (Incropera 2008).

Conforme Incropera (2008), o arranjo de escoamento mais usual são as de fluxo paralelo, de fluxo contrário e de fluxo cruzado, conforme se pode distinguir a diferença na Figura 13. O arranjo de fluxo cruzado caracteriza-se pelo cruzamento entre os escoamentos dos fluídos, já o arranjo de fluxo paralelo caracteriza-se pelo escoamento dos dois fluídos estarem no mesmo sentido, enquanto o de arranjo de fluxo contrário (chamados de fluxo contracorrente), objeto de estudo do presente trabalho caracteriza-se pelo escoamento dos fluídos estarem em sentidos opostos.

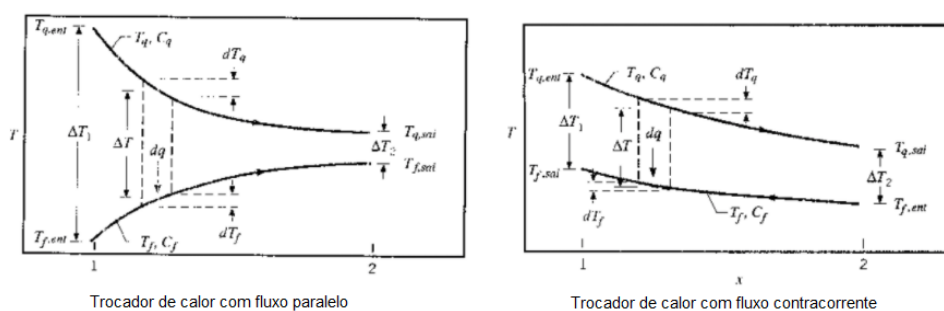
Figura 13 – Arranjos de escoamento mais usuais (a) paralelo, (b) contracorrente, (c) cruzado.



Fonte: Adaptado Incropera (2008).

Dos arranjos apresentados, o trocador de fluxo contrário é o que apresenta melhor desempenho, enquanto o trocador de fluxo paralelo é o que apresenta menor, já os trocadores de fluxo cruzado, por sua vez, ocupam uma posição intermediária entre o arranjo de fluxo paralelo e de fluxo contracorrente (Incropera 2008). Estas diferenças entre os trocadores com escoamentos em paralelo e em contracorrente pode ser visualizada na Figura 14 através dos gráficos do comportamento das temperaturas dos fluidos ao longo dos trocadores. Nestes gráficos se pode observar que no caso do trocador contracorrente possui uma maior variação de temperaturas possível (Incropera 2008).

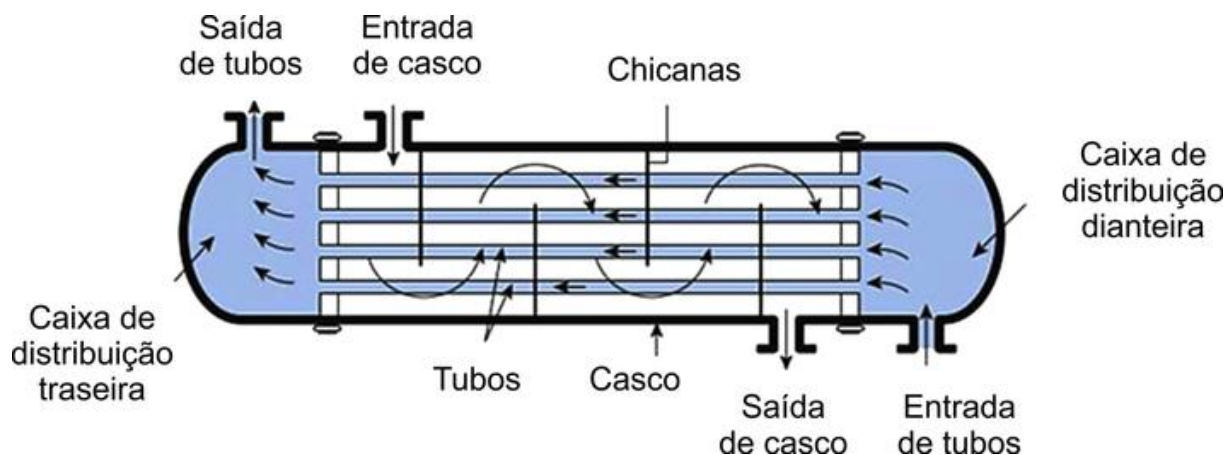
Figura 14 – Diferença gráfica entre os trocadores paralelo e contracorrente.



Fonte: Adaptado Incropera (2008).

Conforme Perussi (2010), os trocadores de calor do tipo casco e tubo ou os trocadores multi-tubulares caracterizam-se por haver um feixe de tubos confinados no casco, no interior do casco possui chicanas transversais que obrigam o fluido a movimentar-se entre tubos que estão dispostos ao longo do casco, desta forma, aumentando assim o coeficiente global de transferência de calor. A trajetória do escoamento do fluido através do feixe de tubos é determinada pela configuração das tampas laterais e na maior parte dos casos, o fluido cruza por duas ou mais vezes, dependendo do tamanho do trocador, como se pode observar na Figura 15.

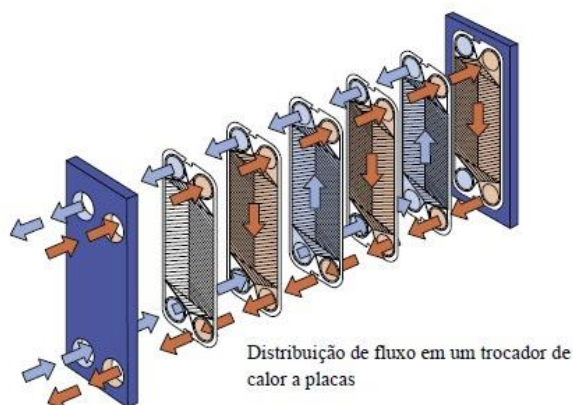
Figura 15 – Trocador tipo casco e tubo.



Fonte: Adaptado Çengel (2014).

Para Gut (2003), os trocadores de calor a placas consistem basicamente de chapas finas e metálicas que são corrugadas e comprimidas por um parafuso de aperto em um pedestal. Entre cada par de placas são usadas gaxetas que formam canais de escoamento pelos quais os fluidos quente e frio circulam alternadamente, trocando calor através das placas de chapas metálicas. Os trocadores de calor do tipo placa são construídos geralmente de placas delgadas, lisas ou onduladas. Porém por utilizar geometria de placas, não suporta pressões e diferenças de temperaturas tão elevadas quanto ao trocador casco e tubo, são normalmente projetados para temperaturas ou pressões moderadas, como se pode observar na Figura 16 (Mattjie, Ristof, Michels 2013).

Figura 16 – Trocador tipo placas



Fonte: Adaptado Alfa laval (2018).

Conforme Incropera (2008), os trocadores citados, há a existência de dois métodos para o desenvolvimento dos cálculos de trocadores de calor, os mais tradicionais e amplamente utilizados são os da média logarítmica da diferença de temperaturas (MLDT), onde a sua utilização cabe para situações onde as temperaturas de entrada e saída são conhecidas. Outro método é o da efetividade – NUT (ϵ -NUT), onde a partir das dimensões do trocador deseja-se saber as taxas de transferência de calor. Porém esses métodos comparam as razões entre as taxas de transferência de calor real e as taxas máximas possíveis.

2.10.1 Cálculo do coeficiente global de transferência de calor

Conforme Incropera (2008), o coeficiente global de transferência de calor é considerado fundamental para efetivarmos a análise da troca térmica, pois representa a resistência térmica total do sistema a transferência de calor entre os dois fluidos. O coeficiente de calor U (W/m^2K) é obtido através da Equação 1:

Equação 1 – Equação do coeficiente global de transferência de calor

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{f,i}} + \frac{1}{h_{ext}}} \quad (1)$$

Onde:

' h_{int} ' e ' h_{ext} ' são coeficientes convectivos internos e externos do fluido (W/m^2K).

De acordo com Çengel (1998), para a definição do coeficiente convectivo interno com mudança de fase, ou seja, para o fluido que está no interior dos tubos pode ser definido pela Equação 2.

Equação 2 – Equação do coeficiente convectivo dos tubos internos

$$h_{f,i=0,555 \cdot g \cdot \Delta T} \quad (2)$$

Onde:

g é a gravidade (m/s^2);

ρ_l é o valor da densidade no estado líquido do fluido (kg/m³);

ρ_v é o valor da densidade no estado gasoso do fluido (kg/m³);

K é o valor da condutividade térmica do fluido (W/mK);

μ_l é a viscosidade dinâmica no estado líquido do fluido (Pa.s);

h_{fg} é o valor do calor latente da mudança de fase (KJ/kg);

T_s é a temperatura da superfície do exterior tubo (°C);

T_{sat} é a temperatura de saturação do fluido (°C);

$C_{p,l}$ é o valor do calor específico do fluido na fase líquida (J/kgK);

Di é o valor do diâmetro interno do tubo (m).

Equação 3 – Equação do coeficiente convectivo dos tubos externos

$$h_{ext} = Nu \frac{k}{d_e} \quad (3)$$

Onde:

k é o valor da condutividade térmica do fluido (W/mK);

d_e é o diâmetro externo do(s) tubo(s), e sua unidade é considerada o metro (m);

Nu número de Nusselt;

Conforme a Equação 3, para calcular o valor de h_{ext} é necessário obter o valor de Nusselt, que conforme Incropera (1998), exige que o número de Reynolds (adimensional) seja calculado, e pode ser obtido para os tubos externos de acordo com a Equação 4.

Equação 4 – Número de Reynolds para escoamento fora dos tubos

$$Re_{máx} = \frac{\rho V_{máx} D}{\mu} \quad (4)$$

Onde:

ρ é o valor da densidade do fluido (kg/m^3);

$V_{\text{máx}}$ é o valor da vazão do fluido de entrada (m/s);

D é o diâmetro externo dos tubos (m);

μ refere-se a viscosidade dinâmica do fluido dos tubos (N.s/m^2).

Para a definição da $V_{\text{máx}}$ disposta na Equação 4, Incropera (2008), salienta que a velocidade do fluido máxima no interior da matriz tubular, ocorre no plano transversal da disposição dos tubos, desta forma, podemos descrever a velocidade máxima conforme a Equação 5.

Equação 5 – Velocidade do fluido máxima para matriz tubular alinhado

$$V_{\text{máx}} = \frac{S_T}{S_T - D} V \quad (5)$$

Onde:

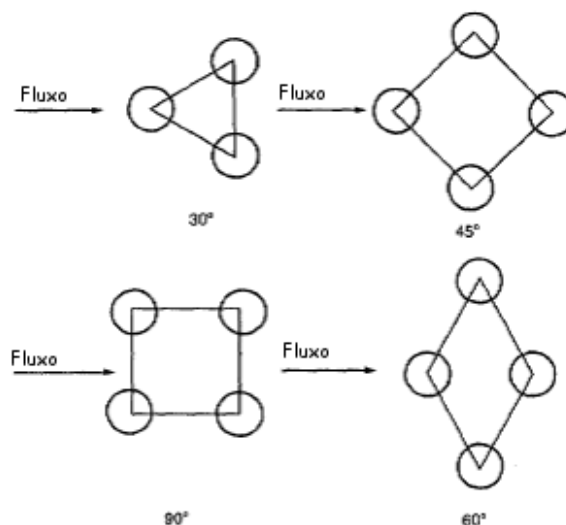
V é o valor velocidade do fluido frio na entrada da matriz tubular (m/s);

S_T é o valor do passo transversal da matriz tubular (m);

D é o diâmetro externo dos tubos (m).

Para Kakaç e Liu (2002) as disposições dos tubos no casco e suas distancias geram condições de escoamento e turbulência específicas. A Figura 17 demonstra quatro configurações nas quais são consideradas padrões para trocadores de calor do tipo casco e tubo.

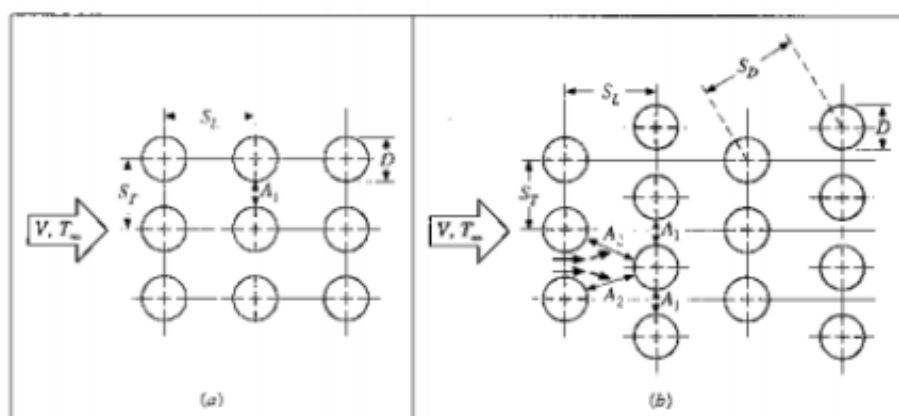
Figura 17 – Configurações dos tubos em trocadores de calor



Fonte: Adaptado autor Kakaç e Liu (2002, p.292).

Segundo Incropera (1998), a configuração (arranjo) é caracterizada pelo diâmetro dos tubos D , e pelos passos transversal S_T e longitudinal S_L , medidos entre os centros dos tubos. A Figura 18 mostra a relação geométrica da disposição dos tubos.

Figura 18 – Arranjo dos tubos em uma matriz tubular. (a) alinhado. (b) alternados.

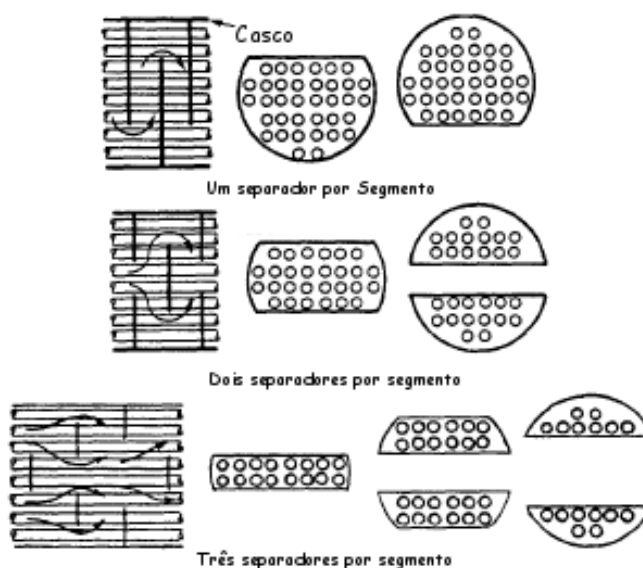


Fonte: Adaptado autor Incropera (1998, p.273).

Para Cardoso (2014), a configuração da matriz tubular, aliada ao tipo e o posicionamento das chicanas no interior do casco, são fatores que devem ser

considerados no cálculo do trocador de calor, pois as configurações das chicanas geram diferentes tipos de escoamento dentro do casco, partindo da hipótese que o trocador possui uma configuração padrão. Na Figura 19 pode-se observar algumas combinações de chicanas e tubos.

Figura 19 – Configuração de chicanas



Fonte: Adaptado pelo autor com base em Kakaç e Liu (2002)

Incropera (2008) após determinar o valor de Reynolds e conhecer o tipo de escoamento do fluido, pode-se calcular Nusselt conforme Equação 6, temos uma equação para cálculo de fluidos com escoamento turbulento plenamente desenvolvidos.

Equação 6 – Equação de Nusselt para escoamentos turbulentos

$$Nu_D = C_2 C_1 \Re_{máx}^m Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (6)$$

Onde:

Pr é o número de Prandtl da temperatura de entrada (adimensional);

Pr_s é o número de Prandtl na temperatura de saturação do fluido interno (adimensional).

As constantes C1, C2 e m são dependentes da geometria do trocador de calor e do número de colunas de tubos para diferentes faixas de Reynolds. A correlação da Equação 6 é válida para fluidos com número de Prandtl $\geq 0,7$, e as constantes C e m estão listadas na Tabela 1.

Tabela 1 - Constantes C1 e m para cilindros circulares

Configuração	Re_{casco}	C1	m
Alinhada	16-100	0,90	0,40
Alinhada	100-1000	0,52	0,50
Alinhada(ST/SL>0,7)	1000-2x10 ⁵	0,27	0,63
Alinhada	2x10 ⁵ -2x10 ⁶	0,033	0,80

Fonte: Adaptado pelo autor com base em Bejan (2016, p. 484).

Incropera (2008), descreve que se a variação na temperatura do fluido for grande, um erro significativo pode resultar da avaliação das propriedades na temperatura de entrada. Desta forma utiliza-se um fator de correção C2 que pode ser utilizado conforme Tabela 2.

Tabela 2 – Constantes de correção C2 para cilindros circulares

N_L	1	2	3	4	5	7	10	13	16
Alinhada	0,70	0,80	0,86	0,90	0,92	0,95	0,97	0,98	0,99
Alternada	0,64	0,76	0,84	0,89	0,92	0,95	0,97	0,98	0,99

Fonte: Adaptado pelo autor com base em Incropera (2008).

2.10.2 Uso da média logarítmica das diferenças de temperatura

Conforme Incropera (2008), para que possamos projetar um trocador de calor, deve-se realizar um balanço de energia global para um dos fluidos, de forma que, o fluido não esteja submetido a mudanças de fase. A quantidade de calor que deve ser removido utiliza o calor latente, disposto na Equação 7. O balanço da energia global pode ser realizado através das equações 7, considerado pela média logarítmica das diferenças de temperatura.

Equação 7 – Equação para quantidade de calor a ser removido

$$Q = \dot{m}_q h_{f,g} \quad (7)$$

Onde:

\dot{m}_f é a vazão mássica do fluido quente (kg/s);

$h_{f,g}$ é o calor latente do fluido quente (J/kgK).

Equação 8 – Equação para taxa de transferência de calor fluido frio

$$Q = \dot{m}_f C_{p,f} (T_{f,s} - T_{f,e}) \quad (8)$$

Onde Q é a taxa de transferência de calor (W);

\dot{m}_f é a vazão mássica do fluido frio (kg/s);

$C_{p,f}$ é o calor específico do fluido frio (J/kgK);

$T_{f,s}$ é a temperatura de saída do fluido frio (°C);

$T_{f,e}$ é a temperatura de entrada do fluido frio (°C).

Conforme Incropera (1998), após a definição do coeficiente global de transferência, pode se utilizar a taxa de transferência de calor para definirmos a área de troca térmica do trocador de calor. A Equação 8 demonstra a obtenção da taxa de transferência de calor e a Equação 9 a equação da média logarítmica de temperaturas para escoamentos contracorrente e cruzado.

Equação 9 – Equação da taxa de transferência de calor no trocador

$$Q = UA\Delta T_{ml} \quad (9)$$

Onde:

U é o coeficiente global de transferência de calor (W);

A é a área de troca térmica (m);

ΔT_{ml} é o da média logarítmica de temperaturas para escoamento contracorrente e cruzado (°C).

Equação 10 - Equação da média logarítmica das diferenças das temperaturas para escoamento contracorrente e cruzado

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (10)$$

Onde:

$$\Delta T_1 = T_{q,e} - T_{f,s}$$

$$\Delta T_2 = T_{q,s} - T_{f,e}$$

Para definição do número de tubos do trocador de calor, devemos limitar o seu tamanho, conforme a necessidade e espaço onde o mesmo vai ser posicionado, se o espaço não influencia no dimensionamento do trocador, podemos utilizar a Equação 11 para determinar seu tamanho.

Equação 11 – Determinação do número de tubos do trocador

$$N_L = \frac{A}{\pi D_e L} \quad (11)$$

Onde:

A é a área de troca térmica (m²);

π equivale a uma proporção entre o perímetro de uma circunferência (adimensional);

D_e é o diâmetro externo do tubo da matriz tubular (m);

L é o comprimento do trocador (m).

2.10.3 Método direto de eficiência da caldeira

Segundo Buecker (2002), pode-se utilizar o cálculo do rendimento pelo método direto, de forma que corresponde ao produto da vazão mássica de vapor e a mudança de entalpia entre o estado inicial e final da água, dividida pela energia térmica liberada com o consumo do combustível, conforme disposta na Equação 12

Equação 12 – Rendimento da caldeira método direto

$$n_{MD} = \frac{\dot{m}_v(h_v - h_a)}{\dot{m}_c PC} \quad (12)$$

Onde:

\dot{m}_v é a vazão mássica de vapor (kg/s);

h_v é a entalpia do vapor produzido (kJ/kg);

h_a é a entalpia da água de entrada (kJ/kg);

\dot{m}_c é a vazão mássica de combustível (kg/s);

PC é o poder calorífico do combustível (kJ/kg);

2.11 Sistema com recuperador de calor incorporado no condensador

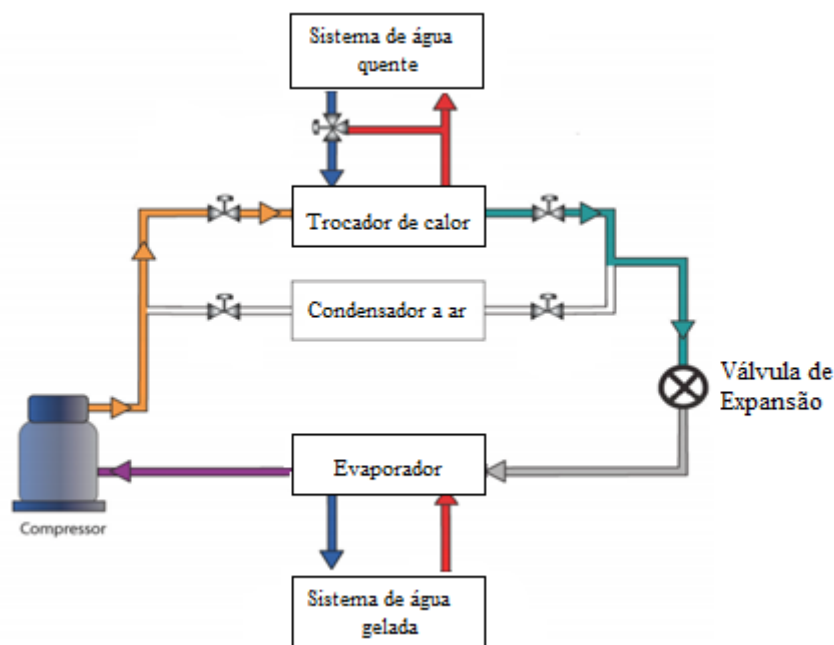
Conforme Johnson (2015) em um sistema de refrigeração, o calor normalmente é desperdiçado do condensador de calor, porem o mesmo pode ser recuperado para servir algum outro propósito útil. Como fonte de temperatura de baixa a moderada, a recuperação do calor pode ser usada sempre que exista algum tipo de sistema de refrigeração.

Para Johnson (2015) para que ocorra a recuperação de calor, o sistema de resfriamento deve estar em operação. Isso significa que deve haver um plano para usar ou armazenar o calor recuperado, ao mesmo tempo em que o sistema de resfriamento esteja em operação. A adição de recuperação de calor não deve prejudicar o sistema de refrigeração, desta forma é necessário que o sistema deva ser bem projetado.

A Figura 20 demonstra o sistema de recuperação de calor desenvolvido pela empresa Carrier, onde é possível notar a importância do controle das temperaturas de entrada e saída do condensador. Desta forma a temperatura de entrada da água quente é controlada pela ciclagem de cada circuito de refrigerante do resfriamento para os modos de recuperação de calor, assim a temperatura de saída da água

quente é uma função da temperatura de entrada da água quente e do fluxo da capacidade de resfriamento.

Figura 20 – Sistema de refrigeração com recuperador de calor.



Fonte: Adaptado do manual da empresa Carrier (2009)

Conforme manual Carrier (2009), o condensador deve transferir 100% do calor rejeitado do evaporador, desta forma o resfriador determinará a quantidade de calor que deve ser adicionado ao circuito de recuperação do calor. Assim captar o calor que de outra forma seria desperdiçado e o convertendo-o em energia útil pode minimizar o custo operacional e reduzir consumo de energia do próprio sistema de refrigeração que adote algum método recuperação.

3 MATERIAL E MÉTODOS

3.1 Método científico

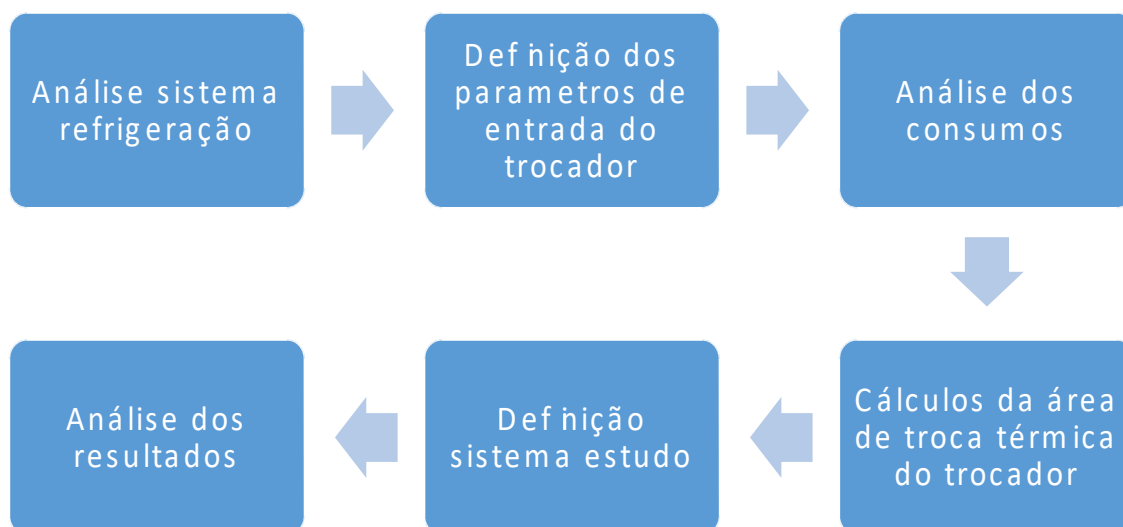
O presente trabalho tem por objetivo gerar conhecimentos para aplicação prática, visando solucionar um problema específico, o que classifica como uma pesquisa de natureza aplicada. O caráter da pesquisa é quantitativo, pois de acordo com essa abordagem, opiniões e informações podem ser traduzidas em números, e assim analisadas de forma qualificada.

3.2 Procedimento metodológico

A coleta de dados será realizada na câmara fria da indústria de alimentos Elebat, localizada na cidade de Teutônia. Consistirá em consulta de dados do projeto de refrigeração da própria câmara fria, a coleta de diversos dados da câmara fria será por consulta dos dados de projeto dos equipamentos citados no referencial bibliográfico.

O desenvolvimento da análise do reaproveitamento da energia dissipada em um condensador em um sistema de refrigeração, na qual o mesmo está baseado, e com a definição da abordagem construtiva. Na Figura 21 pode-se conferir um fluxograma que delimita os tópicos que foram abordados visando atingir os objetivos previamente traçados e propostos no capítulo introdutório do presente trabalho. O desenvolvimento do cronograma é baseado nos conhecimentos bibliográficos estudados para a realização do projeto de forma que se possa utilizar a energia proveniente do condensador e reutilizada no pré-aquecimento da água de entrada na caldeira, gerando redução no consumo total energia.

Figura 21 – Fluxograma das atividades



Fonte: do autor (2017).

Análise sistema refrigeração: durante essa etapa será feita a análise do sistema físico instalado, de forma que possa ser verificado o tipo de sistema de refrigeração da câmara e o projeto no qual foi desenvolvido para que a coleta dos dados necessários possa dar prosseguimento na definição dos parâmetros de entrada do trocador.

Definição dos parâmetros de entrada do trocador: para prosseguir, será necessário ter as medições de entrada e saída no condensador de calor. No decorrer desta etapa foram coletadas, com o uso de um termômetro infravermelho da marca Fluke 59 MAX considerando os parâmetros de emissividade padrões do instrumento. Esse instrumento possui uma exatidão de $\pm 2^{\circ}\text{C}$ para faixas de temperatura de -30°C a 350°C e seu tempo de resposta é <500 ms.

Análise dos consumos: a partir dos dados coletados do projeto por meio dos datashets (folha de dados), serão realizados com base no consumo de água na caldeira.

Cálculos da área de troca térmica do trocador: com base nos dados coletados nos parâmetros de entrada, o cálculo inicial, seguindo as equações vistas no referencial teórico do trabalho apresentado, poderá ser realizado, visando assim definir a área de troca térmica encontrada no condensador.

Definição sistema estudo: de acordo com os resultados encontrados e a área definida para o dimensionamento do trocador de calor, será considerado que o trocador de calor esteja antes do condensador evaporativo, para que não prejudique o sistema de refrigeração caso a caldeira não esteja em operação de trabalho.

Análise dos resultados: a análise dos resultados nos possibilitará estimar o ganho de energia térmica, espera-se assim reduzir o consumo de insumos na caldeira com o fornecimento da água pré-aquecida da indústria Elebat.

4 DESENVOLVIMENTO

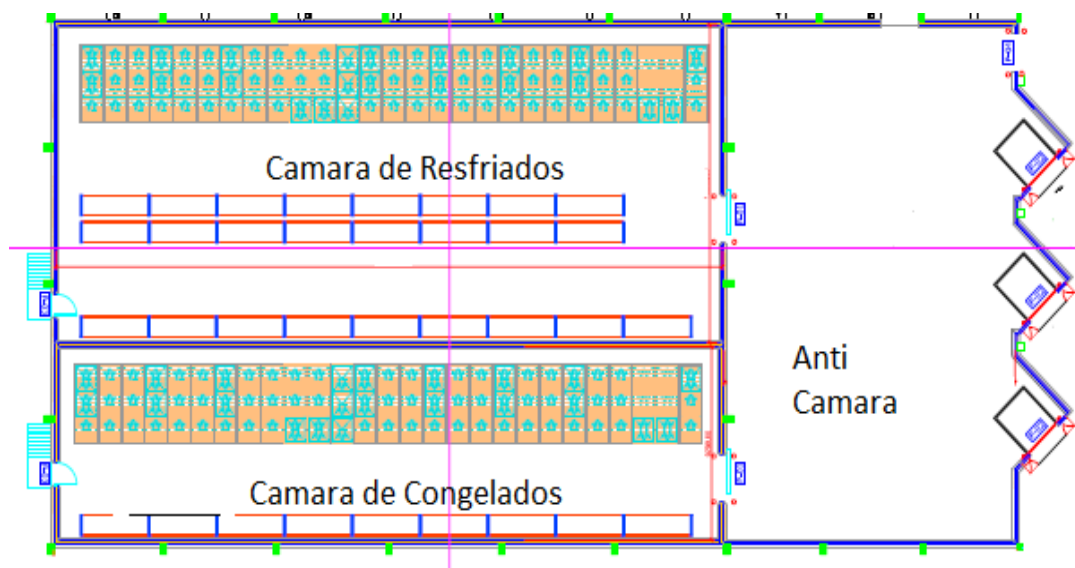
Neste capítulo é apresentado o desenvolvimento dos cálculos necessários para o dimensionamento do trocador de calor, assim como os desenhos esquemáticos em forma de fluxogramas do sistema proposto.

4.1 Análise sistema de refrigeração

Depois de analisar o referencial teórico a respeito de sistemas de refrigeração, juntamente com intuito da recuperação de energias e além do dimensionamento de trocadores de calor, algumas considerações foram realizadas.

O sistema estudado, foi a câmara fria de congelados da empresa Lactalis de Teutônia, a câmara está disposta em um volume de 3600 m³. Por se tratar de um sistema de refrigeração que utiliza como fluido refrigerante o R404a a disposição dos evaporadores dentro da sala está dividida em quatro evaporadores, dos quais dois atuam como reservas em caso de manutenção, as câmaras frias estão providas de isolamento do tipo Isopainel em poliuretano de 100mm de espessura, onde seu coeficiente condutivo para o ambiente externo é de 0,2087 W/m²K na Figura 22 pode-se observar o layout da câmara fria de congelados.

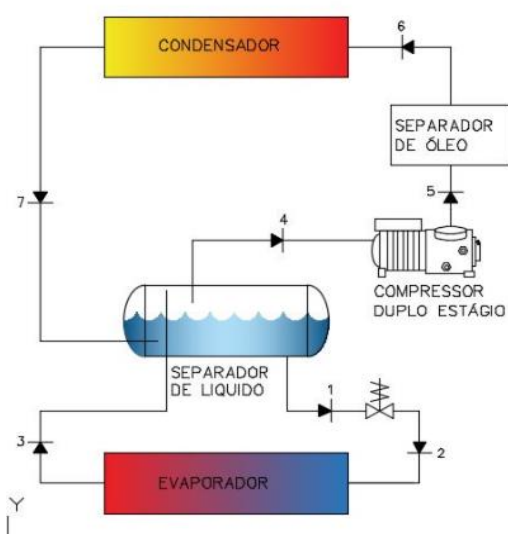
Figura 22 – Layout da câmara fria da empresa Elebat.



Fonte: Adaptado o desenho fornecido pela empresa pelo autor (2018)

Desta forma, o trocador de calor proposto deve possuir uma área de troca térmica suficiente para condensar todo o fluido refrigerante, não prejudicando o sistema de refrigeração atual. As tubulações de entrada e saída do condensador tem diâmetro de 1.5/8" (54,27mm) e espessura schedule 5 (2,77mm), conforme projeto da câmara de congelados. O sistema de refrigeração atual é ilustrado na Figura 23, com base no fluxograma do projeto.

Figura 23 – Ilustração do sistema de refrigeração da câmara fria.



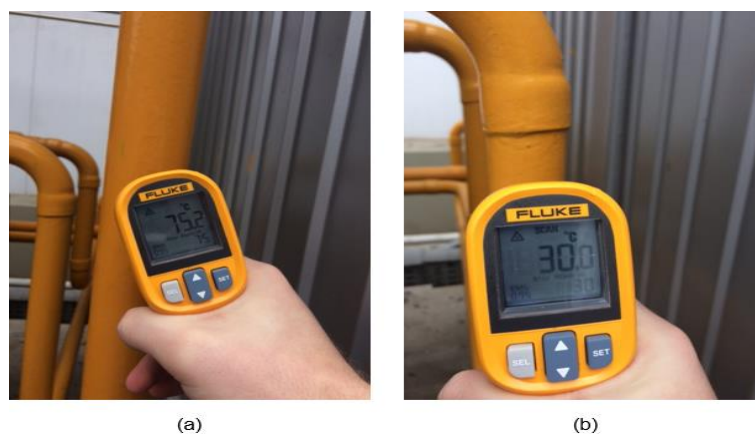
Fonte: do autor (2018).

Para melhor entendimento do sistema instalado da câmara fria, a indicação dos números para informar o estado de fase que o fluido se encontra. Ao iniciar o ciclo no separador de líquidos o R404a se encontra em estado líquido (1), ao passar pela válvula de expansão (2) onde parte do líquido é vaporizado, caracterizando condição de mistura líquido-vapor na saída da válvula de expansão e é direcionado para o evaporador, ao roubar o calor (3) o vapor volta para o separador de líquidos onde (4) vai para o compressor de duplo estágio para ser comprimido (5) e enviado para o separador de óleo, após retirar os resquícios de óleo o R404a em estado de vapor (6) entra no condensador evaporativo, sendo condensado (7) e voltando novamente para o separador de líquidos e recomeçando seu ciclo.

4.2 Coleta de parâmetros de entrada

Para a obtenção da temperatura de entrada no condensador, ou temperatura do fluido quente, foi determinada a emissividade padrão de 0,95 para obtenção dos resultados. De acordo com as temperaturas pós leitura do termômetro infravermelho Fluke 59, a temperatura de entrada variou entre 68°C a 75°C para o fluido R404a. Já a temperatura de saída, ou temperatura do fluido quente ficou próximo de 30°C +/- 2°C, já apresentando mudança de fase de gás para líquido, considerando que a temperatura de saturação do R404a é de 40°C. A Figura 24 demonstra a coleta das temperaturas de entrada e saída do condensador.

Figura 24 – Temperaturas de entrada (a) e saída (b) do condensador evaporativo da câmara fria



As leituras das temperaturas do condensador da câmara fria ocorreram no período de inverno, podendo assim variar os resultados durante outros períodos, por questões de temperatura ambiente, umidade relativa do ar entre outros fatores.

Para a obtenção da vazão do fluido quente R-404a, foram utilizados os dados de projeto, nos quais foram obtidos os valores de \dot{m}_q de 726kg/h, coincidindo com os valores dos medidores de vazão instalados na entrada e saída do compressor.

4.3 Análise dos consumos

A caldeira analisada para os cálculos de água de reposição, foi a caldeira da marca Bremer, trata-se de uma caldeira com fornalha aquatubular e corpo gerador flamotubular, onde sua produção nominal de vapor é de 20.000 kg/h de pressão 20kgf/cm², seu combustível é lenha em toras de eucalipto e seu consumo por hora é de 6200 kg/h trabalhando com uma umidade de 40%. A caldeira conta com um sistema de reaproveitamento de condensado, desta forma, a taxa de água de reposição equivale a 10% da capacidade total de geração de vapor conforme os dados de projeto da água de reposição da caldeira.

Sendo assim, a vazão utilizada nos cálculos para o projeto do trocador de calor é de 2.000 kg/h, nos quais deve ser rigorosamente respeitada quando operar com o trocador de calor, para que não baixe o nível de água da caldeira e possa causar problemas graves ou até mesmo acidentes. A Figura 25 demonstra a disposição da caldeira

Figura 25 – Caldeira Bremer mode HBFI-4



Fonte: Do autor.

4.4 Cálculos da área de troca térmica do trocador

Com a obtenção dos dados iniciais de entrada, foram realizados os cálculos para definir a área de troca térmica do trocador de calor casco e tubo.

As propriedades termo físicas da água foram obtidas de acordo com Incropera (2008), as propriedades termo físicas do R-404a foram retiradas do programa *CoolPack*.

A temperatura de saída para a água de resfriamento é desconhecida, logo uma aproximação foi utilizada para o cálculo. A partir da vazão mássica do R-404a, define-se com a Equação 7 a quantidade de calor na qual é necessária ser removida para condensar totalmente o fluido. Com base no calor latente do R-404a a 40°C obtém-se o valor de 121,3 kJ/kg e a vazão mássica (\dot{m}_q) 0,202 kg/s, resultando em uma taxa de remoção do calor durante a condensação de 24,5 kW. Como o R-404a entra no trocador de calor como vapor superaquecido, também é necessário

remover 8 kW de potência calorífica para dessuperaquecer o vapor, até alcançar a condição de vapor saturado. Desta forma, se faz necessário utilizar a mesma vazão mássica do compressor de (mq) 0,202 kg/s e calor latente de 39,6 kJ/kg, para resultar na potência calorífica para dessuperaquecer, assim a taxa total de calor deve ser removida do R-404a é a soma destas duas taxas.

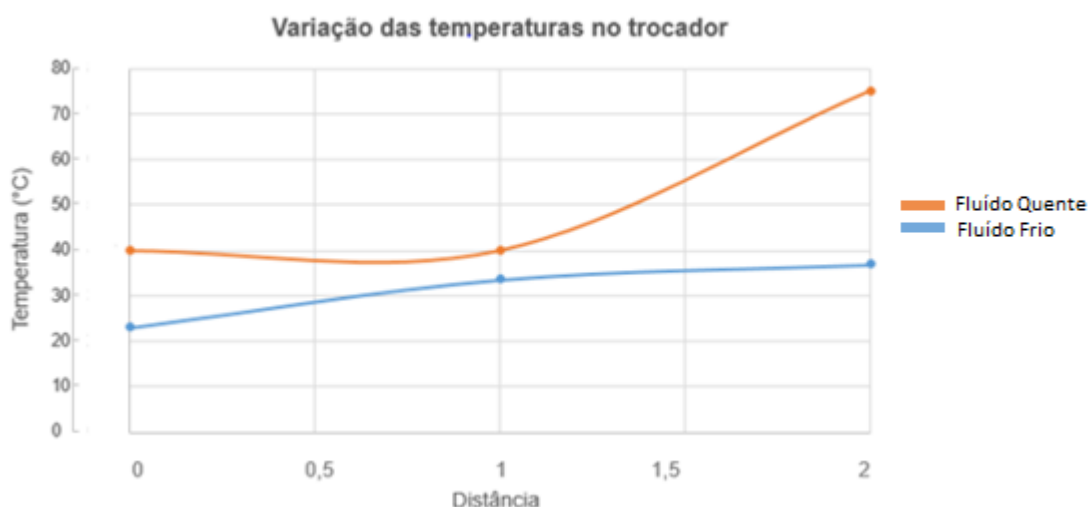
Reescrevendo a Equação 8 pode-se obter a temperatura de saída do fluido frio, posteriormente, se faz necessário acrescentar a taxa de dessuperaquecimento para encontrar um melhor balanço de energias. Para calcular a temperatura de dessuperaquecimento, utiliza-se a temperatura de condensação encontrada. Onde: $\dot{m}_f = 0,555 \text{ kg/s}$, $C_{p,f} = 4,179 \text{ kJ/kgK}$ e $T_{f,e} = 23^\circ\text{C}$.

$$T_{f\text{condensação}} = \frac{24,5}{0,555 \cdot 4,179} + 23 = 33,5^\circ\text{C}$$

$$T_{f\text{dessuperaquecimento}} = \frac{8}{0,555 \cdot 4,179} + 33,5 = 37^\circ\text{C}$$

Considerando inicialmente a área necessária para realizar a condensação, foi elaborado o Gráfico 1 para melhor entendimento dos parâmetros para o cálculo da área necessária.

Gráfico 1 – Variação das temperaturas ao longo do trocador



Fonte: Do autor (2018)

Conhecendo essa temperatura e combinando a Equação 10, pode-se calcular a média logarítmica das diferenças de temperatura da taxa de condensação e de dessuperaquecimento. Considerando as temperaturas de saída encontradas na etapa anterior.

Média logarítmica para taxa de condensação

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_s - T_{f,ent}) - (T_s - T_{f,sai})}{\ln \left(\frac{T_s - T_{f,sai}}{T_s - T_{f,ent}} \right)}$$

Onde T_s é a temperatura de saturação do fluido quente. Obtendo assim o valor de ΔT_{ml} .

$$\Delta T_{ml} = 10,89^\circ C$$

Média logarítmica para taxa de dessuperaquecimento.

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{q,e} - T_{f,s}) - (T_{q,s} - T_{f,e})}{\ln \left(\frac{T_{q,e} - T_{f,s}}{T_{q,s} - T_{f,e}} \right)}$$

Obtendo assim o valor de ΔT_{ml} .

$$\Delta T_{ml} = 17,85^{\circ} C$$

As disposições dos tubos dentro do casco foram definidas em forma de matriz alinhada com passo longitudinal e transversal iguais a 50 milímetros e considerando o diâmetro externo do tubo 1" Schedule 5 ou 33,4 milímetros. Desta forma pode-se utilizar a Equação 5 para estabelecer a velocidade máxima para matriz definida. Onde a vazão necessária para água de reposição consiste nos 10% estipulados pelo projeto, logo foram convertidos os 2.000 kg/h para vazão volumétrica, utilizando um tubo de 1" Schedule 5 para alimentação do trocador de calor, resultando em uma velocidade de projeto de $V = 0,6334$ m/s

$$V_{m\acute{a}x} = \frac{0,05}{0,05 - 0,0334} \cdot 0,6334$$

Obtendo assim o valor de $V_{m\acute{a}x}$.

$$V_{m\acute{a}x} = 1,907 \text{ m/s}$$

A Tabela 3 contém as propriedades para a água de resfriamento conforme Tabela do Anexo A.

Tabela 3 – Propriedades para água

Dados	Água
CP	4179 J/kgK
Pr	5,2
μ	0,000933 Ns/m ²
\dot{m}	0,555 kg/s
K	0,63 W/mK
ρ	997 kg/m ³

Fonte: Do autor (2018).

Em posse dos dados da Tabela 3 pode-se realizar o cálculo da área de troca térmica do trocador de calor. Utilizando a Equação 4 é possível calcular o número de Reynolds para a água que escoar no casco.

$$\Re_{m\acute{a}x} = \frac{997.1,907.0,0334}{0,000933} = 68200$$

Para o cálculo do coeficiente global de transferência de calor, é necessário calcular o valor do coeficiente convectivo para o casco do trocador de calor (h_e). Por se tratar de um fluido com regime de operação turbulento, deve-se calcular o Nusselt conforme Equação 6. Como $S_T = S_L$, as constantes C e m são definidas com auxílio da Tabela 1. Onde: $C_1 = 0,27$ e $m = 0,63$ e o fator de correção $C_2 = 0,95$ e os valores de Prandtl são obtidos conforme Tabela 3 $Pr = 5,2$ e $Pr_s = 4,16$.

$$Nu_D = C_2 C_1 \Re_{m\acute{a}x}^m Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{\frac{1}{4}}$$

Obtendo assim o valor de Nu_D

$$Nu_D = 0,95.0,27.68200^{0,63} 5,2^{0,36} \left(\frac{5,2}{4,16} \right)^{\frac{1}{4}} = 389,90$$

A Equação 3 pode então ser utilizada para obter o valor do coeficiente convectivo do casco. O valor da condutividade térmica, encontra-se na Tabela 3 e o diâmetro externo já foi utilizado para calcular Reynolds.

$$h_{ext} = Nu_D \frac{k}{d_e}$$

Obtendo assim o valor de h_{ext}

$$h_{ext} = 389,90 \frac{0,63}{0,0334} = 7354,40 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Se faz necessário descobrir o coeficiente convectivo interno (h_i), visto que o fluido interno é o R-404a, onde com auxílio da Tabela 4, tem-se os dados para utilizar a Equação 2. Onde: $g = 9,82 \text{ m/s}^2$ e $T_{sat} = 40^\circ\text{C}$ e $T_s = 23^\circ\text{C}$

Tabela 4 – Propriedades para R-404a

Dados	R-404a
ρ_l	964,7 kg/m ³
ρ_v	99,704 kg/m ³
h_{fg}	121,3 kJ/kg
K_l	0,06292 W/mK
μ_l	0,000105807 Pa.s
$C_{p,l}$	1768,26 J/kg.K

Fonte: Do autor (2018).

$$h_{f,i=0,555\text{ m/s}}$$

Obtendo assim o valor para $h_{f,i}$

$$h_{f,i=845,83\text{ W/m}^2\text{K}}$$

De acordo com Çengel (2002), trocadores de calor com tubos de paredes finas e com elevados valores de condutividade térmica, a resistência térmica do material pode ser considerada desprezível. Desta forma, com todos os valores encontrados para o cálculo do coeficiente global de transferência de calor, pode-se utilizar a Equação 1.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{f,i}} + \frac{1}{h_{ext}}}$$

Dessa forma o coeficiente global de transferência de calor pode finalmente ser determinado.

$$U = 758,59\text{ W/m}^2\text{K}$$

A partir da Tabela 5 podemos comparar os diferentes coeficientes globais de transferência térmica com diferentes configurações de fluídos nos trocadores de calor, para estabelecer uma melhor concordância sobre os valores de U encontrados nos cálculos com os valores pré-estabelecidos.

Tabela 5 – Valores representativos dos coeficientes globais de transferência térmica em trocadores de calor.

Tipo de trocador de calor	U, W/m².K
Água-a-água	850-1700
Água-a-óleo	100-350
Água-a-gasolina ou querosene	300-1000
Água-a-salmoura	600-1200
Aquecedores purificação	1000-8500
Condensador de vapor	1000-6000
Condensador de R-404A (água de refrigeração)	300-1000
Condensador de Amônia (água de refrigeração)	800-1400
Condensador de Alcool (água de refrigeração)	250-700
Gás-a-gás	10-40
Gás-a-salmoura	10-250
Óleo-a-Óleo	50-400
Vapores orgânicos-a-água	700-1000
Solventes orgânicos-solventes orgânicos	100-300
Água-ar em tubos aletados (água nos tubos)	400-850
Vapor-ar em tubos aletados (vapor nos tubos)	400-4000

Fonte: Adaptado Çengel (2014, pg. 655).

Agora torna-se possível calcular a área de troca térmica reescrevendo a Equação 9, de forma que, a área esteja em evidência. Onde a soma das taxas de condensação e dessuperaquecimento sejam feitas individualmente para atribuí-las a área total do trocador de calor alterando os valores das médias logarítmicas de temperatura encontradas na Equação 10.

$$Q=UA\Delta T_{ml}$$

$$A = \frac{Q}{U \Delta T m l}$$

Obtendo assim o valor para A

$$A = 3,55 m^2$$

Com o valor da área pode-se descobrir e limitar o tamanho do trocador, visto que um valor foi atribuído como limitante. Para que assim consiga compensar nos tubos, validando assim os coeficientes C_1 , m e C_2 atribuídos na etapa da Equação 6. Desta forma utiliza-se a Equação 11 para descobrir a quantidade de tubos necessários para o trocador. Onde: $D_e = 0,0334m$ e $L = 1,05$ metros

$$N_L = \frac{A}{\pi D_e L} \approx 32 \text{ tubos}$$

Considera-se o rendimento da caldeira conforme o fabricante em 86%, desta forma, pode-se reescrever a Equação 12 para encontrar a vazão mássica de combustível usando os valores atuais de operação e os obtidos no desenvolvimento do trabalho. Os valores das entalpias para as temperaturas estão dispostos na Tabela 5. Onde: PC 40% de umidade = 10041,6 kJ/kg, temperatura de saída da caldeira 218,5°C $h_v = 2801,62$ kJ/kg e $m_v = 5,55$ kg/s

A Tabela 6 contém as entalpias para a água de resfriamento conforme valores encontrados Incropera (2008). Para a obtenção de alguns dos dados interpolações foram necessárias.

Tabela 6 – Entalpias para água de entrada da caldeira para sistema atual e proposto.

Condição	Temperatura	Entalpia
Atual	23°C	96,4 kJ/kg
Proposto	37°C	155,01 kJ/kg

Fonte: Do autor (2018).

Em posse dos dados da Tabela 5 pode-se iniciar o processo de cálculo para definição da vazão mássica de combustível.

Condição atual:

$$\dot{m}_c = \frac{\dot{m}_v(h_v - h_a)}{n_{MD} PC} = 1,74 \text{ kg/s}$$

Condição proposta:

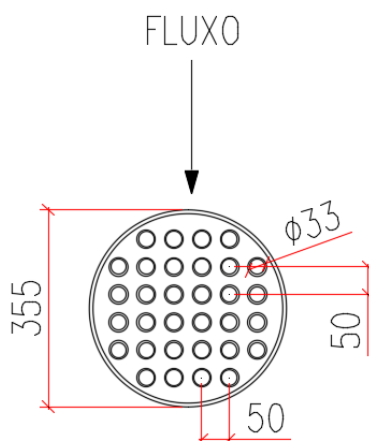
$$\dot{m}_c = \frac{\dot{m}_v(h_v - h_a)}{n_{MD} PC} = 1,70 \text{ kg/s}$$

4.5 Definição sistema estudado

Conhecendo o comprimento do trocador de calor e a quantidade de tubos dispostos no seu interior, o dimensionamento do casco pode ser realizado. O casco do trocador foi definido a partir da quantidade de tubos no seu interior, respeitando os parâmetros de passo longitudinal e transversal iguais resultando em um casco de diâmetro de 14 polegadas schedule 10 (355,60). Conforme representado na Figura 26.

O valor do investimento do trocador de calor casco e tubo disposto no desenvolvimento deste trabalho, teve um valor de R\$ 45.000,00 sem o valor de projeto incluso, somente foi considerada a mão de obra e materiais para sua confecção. Os valores foram disponibilizados pela empresa Spirax Sarco Brazil.

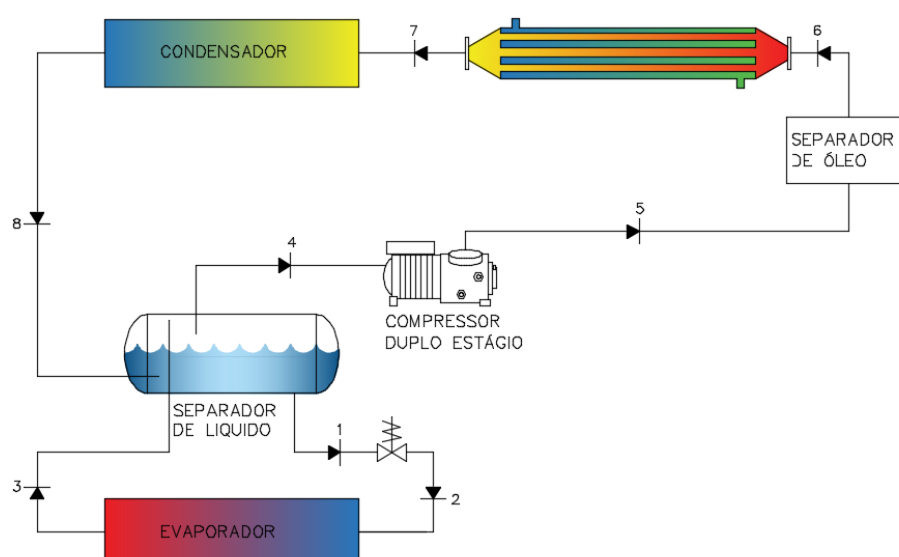
Figura 26 – Organização dos tubos em relação ao fluxo.



Fonte: do autor (2018).

A Figura 25 mostra uma previsão da distribuição, em milímetros, dos tubos internos. O trocador de calor estará disposto antes do condensador, de forma que retire somente a energia necessária para provocar a condensação e seja enviado para a caldeira. A Figura 27 demonstra o sistema atual com o trocador já incluso no sistema de refrigeração.

Figura 27 - Ilustração do sistema de refrigeração da câmara fria com o trocador de calor.



Fonte: Do autor (2018).

4.6 Análise dos resultados

Com o resultado encontrado é perceptível que houve um ganho de energia se analisar a vazão mássica de combustível depois da implantação do trocador casco e tubo no período analisado. Considera-se que a redução no consumo de insumos da caldeira foi de aproximadamente 2%, ou seja, uma redução de 80 kg/h de combustível, visto a utilização do método direto para obtenção dos resultados.

Por se tratar de uma caldeira utilizada em processos de pasteurização de leite e torre de secagem, a mesma tem disponibilidade de funcionamento de 24 horas por dia. Conforme dados da Emater/RS (2018) 1m³ de lenha de eucalipto pesa em torno de 450kg e está sendo vendido a R\$ 45,00/m³.

Desta forma, se não houver alterações nas temperaturas analisadas o trocador de calor instalado no sistema de refrigeração, faz proveito da energia na qual seria desperdiçada para o ambiente, se considerar o período de um ano pode gerar um saldo de R\$ 70.080,00.

5 CONCLUSÃO

O principal objetivo do presente trabalho é analisar a possibilidade de utilizar um trocador de calor em um sistema de refrigeração, de modo que, seja reaproveitado o calor dissipado no condensador evaporativo. A temperatura de saída do trocador deve ser superior a temperatura ambiente 23°C , o que possibilitaria o uso do trocador para o pré-aquecimento da água de reposição da caldeira.

Conforme os valores obtidos para temperatura de saída do fluido frio do trocador de calor, pode-se concluir que o trocador proposto trouxe valores satisfatórios atingindo a temperatura de 37°C , possibilitando em uma redução de consumo de energia na caldeira.

A redução de 2% dos insumos da caldeira resultou em um ganho ambiental anual de 1500 m^3 de eucalipto e uma economia anual estimada de R\$ 70.080,00 no período analisado. Torna-se uma redução satisfatória, visto que, a energia do sistema de refrigeração era desperdiçada para o meio externo. Desta forma, pode se concluir que o reaproveitamento da energia térmica dissipada de um condensador resultou em um valor a cima do previsto em um período de um ano. O investimento inicial para aquisição do trocador de calor foi de R\$ 45.000,00 sendo assim em um período de um ano o trocador de calor tem um retorno satisfatório para os próximos anos.

Os procedimentos feitos no processo de cálculo, visando a obtenção de uma área de troca térmica satisfatória mostraram-se acertados, visto a limitação do espaço físico a utilização de mais tubos internos. Simultaneamente a vazão de água na entrada do trocador foi calculada de modo que atenda a vazão de água de reposição da caldeira, não apresentando problemas para o sistema de refrigeração.

O trocador de calor serve como um apoio para a caldeira, não se tornando o principal meio de alimentação do mesmo, visto que, os consumos de vapor estão limitados para os processos atuais, quaisquer modificações na caldeira exercem modificações no sistema proposto. Desta forma se faz necessário uma linha de alimentação principal em caso de baixar o nível de água muito mais rápido que a taxa de reposição de água.

6 REFERENCIAIS

ASHRAE 2009 **Refrigeration Handbook** - Chapter 13 - Refrigeration Load

CASTRO, J. **Engenharia Mecânica: Apostila de Refrigeração**, Universidade Federal do Vale do Rio São Francisco, Petrolina , 2008.

MAYEKAWA DO BRASIL REFRIGERAÇÃO. MYCOM – **Unidade Compressora – Parafuso, Manual de operação e manutenção**. Arujá, 2008.

COSTA, E.C. **Refrigeração**. 3. Ed. São Paulo: Edgard Blücher, 1982.

ÇENGEL, Y. A. E BOLES, M. A. **Termodinâmica**. 5. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2002.

ÇENGEL, Yunus A; GHAJAR, Afshin J. **Heat and mass transfer: fundamentals & applications**. 5ft. ed. New York: Mcgraw Education, 2014.

DOSSAT, R.J. **Princípios de Refrigeração**. São Paulo: Hemus, 2004.

STOECKER, W.F E JABARDO, J. M. **Refrigeração Industrial**. 2. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2002.

RAPIN. P. **Manual do frio**. São Paulo: Hemus, 2001.

SALVADOR, F. Projeto de um Sistema de Refrigeração Industrial com “Set-Point” Variável. São Paulo, 2002.

SILVA, J.C E SILVA, A.C.G.C. **Refrigeração e climatização para Técnicos e Engenheiros**. Rio de Janeiro: Ciência Moderna Ltda, 2007.

GUT, J.A.W. (2003). **Configurações Ótimas para Trocadores de Calor a Placas**. 244f. Tese (Doutorado) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2003.

PERUSSI, R. **Análise do desempenho de trocadores de calor de fluxo cruzado por simulação numérica**. 2010. 138f. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2010.

FILHO, O.C.B. **Análise energética e fluidodinâmica de trocadores de calor**. 2015. Dissertação (Mestrado) – Universidade Estadual de Maringá, Paraná, 2015.

INCROPERA, Frank P. et al. **Fundamentos de transferência de calor e massa**. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008

LEAL, J. F. B., ISMAIL, K. A. R. 2001 **A numerical and experimental study on thermally stratified cold and hot storage tanks**. Proceedings of the 2th International Conference on Computational Heat and Mass Transfer, Rio de Janeiro, Brasil.

SHIN, M. S., Kim, H. S., Jang, D. S., Lee, S. N., Lee, Y. S., Yoon, H. G., 2004. **Numerical and Experimental Study on the design of a stratified thermal storage system**. Applied thermal Engineering, Vol. 24, pp.17-27.

JOHNSON, T. 2015. **Refrigeration Playbook: Heat reclaim optimizing heat rejection and refrigeration heat reclaim for supermarket energy conservation**. National renewable energy laboratory golden, Colorado, USA.

Manual Carrier, 2009. **Heat Recovery from air-cooled chillers. Application for heat reclaim chillers**. USA

WALTHER, M FELIPE. 2009. **Condensador Evaporativo em escala reduzida: Projeto, Construção e Análise Experimental**. Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica UFRGS, Porto Alegre, Brasil.

KAKAÇ, Sadik; LIU, Hongtan. **Heat exchangers: selection, rating, and thermal design**. 2nd. ed. New York: Crc Press, 2002.

BUECKER, B. **Basics of Boiler and HRSG Design**. Oklahoma: Penn Well Corporation, 2002.

SILVA, Edna Lúcia de; MENEZES, Estera Muszkat. **Metodologia da pesquisa e elaboração de dissertação**. 4. ed. rev. e atual. Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina - UFSC, 2005.



UNIVATES

Rua Avelino Tallini, 171 | Bairro Universitário | Lajeado | RS | Brasil

CEP 95900-000 | Cx. Postal 155 | Fone: (51) 3714.7000